

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Planetová převodovka mikrotunelovacího zařízení

Planetary Gearbox for the Microtunnelling
Device

Student:

Bc. Vojtěch Zajíček

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Zajíček**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Planetová převodovka mikrotunelovacího zařízení**
Planetary Gearbox for the Microtunnelling Device

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete planetovou převodovku mikrotunelovacího zařízení:

1. Jmenovitý výstupní krouticí moment 7 500 Nm
2. Maximální výstupní krouticí moment 15 000 Nm
3. Výstupní otáčky převodovky 10 - 60 ot/min
4. Přítlačná síla 400 000 N.

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

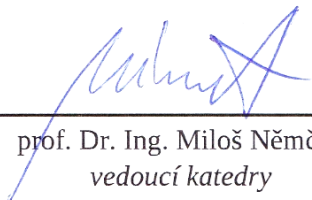
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

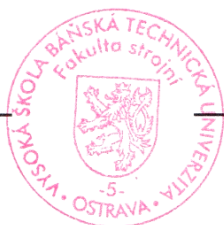
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

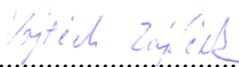


prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019.


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.


.....

Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Vojtěch Zajíček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

2. května 153, Studénka

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ZAJÍČEK, V. *Planetová převodovka mikrotunelovacího zařízení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 56 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem planetové převodovky mikrotunelovacího zařízení. V úvodní části práce se nachází popis mikrotunelování a planetové převodovky. Na základě požadovaných parametrů je volen vhodný hydromotor a planetový převod. Poté je proveden silový rozbor. Ozubená soukolí převodovky jsou pevnostně zkontrolována. Součástí práce je také pevnostní kontrola čepu unašeče a výstupní hřídele převodovky. Následuje návrh vhodného axiálního řešení pro přenos přítláčné síly. V práci se dále nachází výpočet trvanlivosti ložisek převodovky. Je zde řešen také způsob uchycení převodovky. V poslední části práce se nachází montážní postup. Výkres sestavy a výrobní výkres výstupní hřídele se nachází v příloze.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ZAJÍČEK, V. *Planetary Gearbox for the Microtunnelling Device: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 56 p. Thesis head: Havlík, J.

The master thesis deals with the design of the planetary gearbox for the microtunnelling device. In the beginning, there is located a description of microtunnelling and planetary gearbox. According to requirements, suitable hydro motor and planetary gear are selected. After that, the force analysis is done. Gears are verified by strength analysis. Strength analysis of planetary gearbox pin and output transmission shaft is done. Followed by the design of a suitable axial solution for the force transmission. Bearing life of this gearbox is further included in this thesis. Attachment of the gearbox is also solved in here. In the final part, there is placed the assembly process. Assembly drawing and manufacturing drawing of the output shaft are included in the attachment.

Obsah

	Seznam použitých značek a symbolů	9
1	Úvod	12
1.1	Cíle diplomové práce	12
2	Mikrotunelování	13
2.1	Výhody a nevýhody mikrotunelování	13
2.2	Postup mikrotunelování	14
2.3	Použití metody	15
3	Planetová převodovka	16
3.1	Charakteristika převodu	16
3.2	Převodový poměr planetové převodovky	17
3.3	Použití planetových převodovek v praxi	18
4	Návrh hydromotoru	19
5	Návrh planetového převodu	21
5.1	Návrh modulu	23
5.2	Kontrola geometrie ozubených kol	25
5.3	Rozklad sil v planetové převodovce	26
5.4	Pevnostní kontrola ozubení	27
6	Návrh a kontrola dalších komponent planetové převodovky	29
6.1	Výpočet čepu unašeče	29
6.2	Pevnostní kontrola výstupní hřídele	34
6.3	Axiální řešení přenosu přítláčné síly a uspořádání ložisek	38
6.4	Návrh pružin pro dodržení minimálního zatížení axiálního ložiska	40
6.5	Trvanlivost ložisek	42
6.6	Šroubový spoj planetové převodovky	44
6.7	Uchycení planetové převodovky	45
6.8	Kontrola evolventního drážkování	46
7	Montážní postup	48

7.1	Montáž satelitů	50
8	Závěr.....	51
9	Použitá literatura.....	52
10	Seznam příloh.....	56

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
a, b, c, e	Vzdálenosti, rozměry	[mm]
a_{1s}, a_s, a_{s2}	Osové vzdálenosti	[mm]
d, d_0	Průměr	[mm]
d_2, d_3	Střední a malý průměr závitu	[mm]
d_{a2}	Hlavový průměr drážkování hřídele	[mm]
d_{as}	Hlavový průměr satelitu	[mm]
d_{ξ}	Průměr čepu	[mm]
d_{η}	Patní průměr drážkování hřídele	[mm]
d_{w1}, d_{w2}, d_{ws}	Průměry valivých kružnic ozubených kol	[mm]
f, f_m, f_z	Součinitel tření, součinitel tření pod maticí, součinitel tření na závitu	[-]
i	Počet šroubů	[-]
i_{1U}^2	Převodový poměr planetové převodovky pro bržděné korunové kolo	[-]
$i_p, i_{p\ t}$	Skutečný a teoretický převodový poměr planetové převodovky	[-]
k	Bezpečnost proti prokluzu spoje	[-]
k_s	Statická bezpečnost	[-]
l	Délka stlačené pružiny	[mm]
l_s	Délka spoje	[mm]
m, m_n	Modul, normálový modul	[mm]
n_j, n_m	Výstupní otáčky z převodovky při jmenovitém a maximálním točivém momentu	[min ⁻¹]
n_p	Počet pružin	[-]
n_s	Otáčky satelitu	[min ⁻¹]
n_{Tj}, n_{Tm}	Otáčky hydromotoru při jmenovitém a maximálním točivém momentu	[min ⁻¹]
n_z	Počet činných závitů pružiny	[-]
p	Tlak, dotykový tlak	[MPa]
p_{100}	Tlak při teoretickém momentu hydromotoru	[MPa]
p_{DOV}	Dovolený tlak	[MPa]
p_{Tjvst}	Tlak při jmenovitém točivém momentu	[MPa]
p_{Tmvst}	Tlak při maximálním točivém momentu	[MPa]
r_1, r_2	Poloměry roztečné kružnice ozubeného kola	[mm]
r	Poloměr zaoblení	[mm]
r_u	Poloměr unašeče	[mm]

s	Rozměr pro klíč	[mm]
v_{1s}, v_u	Obvodová rychlost centrálního kola a unašeče	[m/s]
y, y_1	Stlačení pružiny, stlačení pružiny na jeden závit	[mm]
z	Počet zubů drážkování	[-]
z_1, z_2, z_s	Počty zubů na ozubených kolech	[-]
A	Součinitel minimálního axiálního zatížení	[-]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
D	Průměr	[mm]
D_{a1}	Hlavový průměr drážkování náboje	[mm]
D_s	Střední průměr drážkování	[mm]
F	Síla	[N]
F_0	Montážní předpětí šroubů	[N]
F_1	Síla připadající na jeden zub drážkování	[N]
F_{t1s}, F_{ts1}	Obvodová síla v záběru centrálního kola a satelitu	[N]
F_{t2s}, F_{ts2}	Obvodová síla v záběru satelitu a korunového kola	[N]
F_{AM}	Minimální přitlačná síla ložiska	[N]
F_L	Síla připadající na ložisko satelitu	[N]
F_p, F_{p1}	Celková přitlačná síla, přitlačná síla jedné pružiny	[N]
F_{ts1max}	Maximální obvodová síla v záběru centrálního kola a satelitu	[N]
$F_u, F_{u max}$	Jmenovitá a maximální síla připadající na jeden čep unašeče	[N]
G_p	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
J_p	Polární kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
L_0	Volná délka pružiny	[mm]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	[mil. ot.]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[kN]
P_H	Výkon hydromotoru	[W]
R_1, R_2	Reakční síly	[N]
R_e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R_L	Reakce v čepu	[N]

R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_s	Třecí poloměr	[mm]
S	Počet satelitů	[-]
S_F, S_H	Bezpečnost v ohybu, bezpečnost v dotyku	[-]
T_2	Točivý moment pastorku náhradního soukolí	[Nm]
$T_{h\ 100}$	Točivý moment hydromotoru při tlaku 10 MPa	[Nm]
T_j	Jmenovitý výstupní točivý moment	[Nm]
T_{j1s}	Jmenovitý točivý moment připadající na jeden záběr soukolí	[Nm]
T_{jvst}	Jmenovitý vstupní točivý moment	[Nm]
$T_{K,}$	Jmenovitý točivý moment na korunovém kole	[Nm]
T_m	Maximální výstupní točivý moment	[Nm]
T_{m1s}	Maximální točivý moment připadající na jeden záběr soukolí	[Nm]
T_{mK}	Maximální točivý moment na korunovém kole	[Nm]
T_{mvst}	Maximální vstupní točivý moment	[Nm]
T_t	Třecí moment	[Nm]
$T_{U\ MIN}$	Minimální utahovací moment	[Nm]
T_V	Výpočtový moment	[Nm]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
Y_A	Součinitel střídavého zatížení zubů	[-]
α_σ	Součinitel koncentrace napětí pro ohyb	[-]
α_τ	Součinitel koncentrace napětí pro krut	[-]
δ	Úhel, který svírají dvě sousední ramena satelitu	[°]
η	Účinnost planetové převodovky	[-]
τ_{DOV}	Dovolené napětí ve smyku (krutu)	[MPa]
φ	Wahlův korekční součinitel	[-]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	Úhel stoupání	[°]
ω_1, ω_u	Úhlové rychlosti centrálního kola a unašeče	[rad/s]
$\sigma_o, \sigma_{o\alpha}$	Ohybové napětí, ohybové napětí se započtením součinitele α	[MPa]

1 Úvod

V hustě osídlených oblastech se často z nejrůznějších důvodů nedají realizovat klasické otevřené výkopy. Většinou se jedná o situace, kdy je potřeba vést potrubí například pod křižovatkou s hustým provozem nebo pod řekou či nějakou budovou. V takovém případě bývá vhodné použít některý ze způsobů bezvýkopové metody tvorby tunelů, mezi něž patří právě mikrotunelování. Ústředním prvkem mikrotunelování je mikrotunelovací zařízení, jehož funkcí je odebírat zeminu a tím vytvářet tunel. V diplomové práci se budu zabývat návrhem planetové převodovky mikrotunelovacího zařízení.

Teoretická část práce detailněji rozebírá problematiku mikrotunelování, pojednává o jeho výhodách a nevýhodách a popisuje postup práce při vytváření tunelu. Součástí je také charakteristika planetové převodovky.

Následuje samotný návrh a kontrola planetové převodovky, kde je řešen návrh hydromotoru, návrh a pevnostní kontrola ozubení, konstrukční řešení přenosu přítláčné síly, uchycení převodovky, pevnostní kontroly dalších dílů převodovky, trvanlivosti ložisek a montážní postup.

1.1 Cíle diplomové práce

- Navrhnout ozubení planetové převodovky, aby byla schopná přenést zadané zatížení
- Navrhnout konstrukční řešení přenosu přítláčné axiální síly
- Provést pevnostní kontrolu vybraných součástí
- Stanovit montážní postup pro sestavení převodovky
- Vytvořit výrobní dokumentaci skládající se ze sestavného výkresu a výrobního výkresu vybraného dílu

2 Mikrotunelování

Mikrotunelování je označení pro dálkově řízenou tvorbu tunelů malých průměrů, které většinou neumožňují přístup člověka. Na rozdíl od klasických otevřených výkopů nedochází k narušení okolního prostředí, mikrotunelovací zařízení pracuje pod zemským povrchem. Výjimkou jsou pouze startovací a cílové šachtice sloužící pro vkládání a vyjímání zařízení a částí potrubí. Kromě těchto míst není okolní prostředí narušeno. Mikrotunelování se od ostatních výkopových metod liší v několika věcech. Mikrotunelování je řízeno dálkově, což omezuje nezbytný počet pracovníků a zvyšuje bezpečnost práce. Při práci nedochází k pohybu či poklesu okolní zeminy, která se opře o potrubí. Tato metoda umožňuje práci v nejrůznějších podmínkách. Se stejnou razicí hlavou je možné vytvářet tunely jak v jílu, tak i ve skalních horninách. Příklad provedení mikrotunelovacího zařízení se nachází na obr. 2.1. [1]



Obr. 2.1 Mikrotunelování [2]

2.1 Výhody a nevýhody mikrotunelování

Jak už bylo zmíněno výše, tato metoda minimálně narušuje povrch a okolní zástavbu. Zásah do prostředí je patrný pouze v místech startovací a cílové šachtice. Proto se často používá v městských oblastech a chráněných přírodních rezervacích, kde je narušení povrchu nežádoucí. Metoda se vyznačuje velkou přesností. Oproti klasickým výkopovým pracím je bezpečnější, protože je plně mechanizovaná a také dálkově řízená. Riziko ohrožení pro pracovníky, kolemjdoucí a okolní dopravu je výrazně nižší. Mezi další výhody patří možnost práce v různých typech zeminy. Mikrotunelování je vhodné i pro práci pod hladinou podzemní

vody, spoje potrubí jsou chráněny těsněním. Pokud je požadováno vést potrubí ve větší hloubce, je použití této metody ideální volbou. [1]

V neprospěch mikrotunelování hovoří vysoká cena přípravné fáze, proto nahrazuje otevřené výkopy jen v místech, kde se to vyžaduje okolními podmínkami prostředí a kde vyšší cena není překážkou. Tato metoda není vhodná pro krátká a lomená potrubí, kde je vhodnější využít jiné metody, například (neřízené) zemní protlaky. [3]

2.2 Postup mikrotunelování

Začíná se výkopem startovací (řídící) a cílové (přijímací) šachtice. Řídící šachtice (obr. 2.2) může mít tvar kruhový, oválný, čtvercový a obdélníkový. Měla by být dostatečně dlouhá, aby se do ní dala umístit opěrná stěna (přenáší reakci tlačného potrubí), nosná konstrukce s hydraulickými válci, pohon pro otáčení vrtné hlavy, razicí zařízení a potrubí. [1]

Velikost přijímací šachtice může být menší, postačí, když umožní vyjmutí razicího zařízení. Šachtice by měly být zabezpečeny proti sesuvu okolní zeminy. Součástí šachtice je také otvor sloužící k průchodu mikrotunelovacího zařízení. Podlaha bývá vybetonována, aby na ni bylo možné umístit nosný rám. [1]



Obr. 2.2 Startovací (řídící) šachtice [4]

Jako první se hydraulickými válci zatlačují ocelové trubky. První ocelová trubka je vybavena čelní vrtací hlavou, která se otáčí a zároveň odebírá zeminu. Zemina se dále dopravuje pomocí šneku pryč z tunelu. Odběr zeminy z tunelu je zobrazen na obr. 2.3.[2]



Obr. 2.3 Odběr zeminy z tunelu [5]

Po zatlačení první ocelové trubky do vznikajícího tunelu dojde k návratu hydraulických válců zpět do původní polohy. Následně se spustí další část potrubí do šachtice, nasadí se na tlačné hydraulické válce a spojí se s první částí potrubí a pohonnou jednotkou. Proces může pokračovat a potrubí s otáčející se vrtnou hlavou je dál zatlačováno do zeminy. Postup se opakuje tak dlouho, dokud nedorazí vrtná hlava do cílové šachtice. Po úspěšném vtlačení ocelového potrubí je možné vtlačovat potrubí z železobetonu, kameniny, čediče, sklolaminátu, plastu a dalších materiálů. Z cílové šachtice se ocelové potrubí s vrtnou hlavou vytáhne zpět na povrch. [1]

2.3 Použití metody

Obecně se vyrábějí zařízení pro ražení tunelů o průměru od 300 mm až do 3,5 m. Výrobce Allenwatson udává použitelnost této metody dokonce pro potrubí o jmenovité světlosti DN150. Délka takového tunelu může dosahovat několika stovek metrů. V případě delších tunelů se po určité vzdálenosti (až 120 m) vykopou mezilehlé pomocné šachtice, které slouží jako startovací a zároveň i cílové šachtice. [1], [5]

Metoda se využívá v případě potřeby vést potrubí pod silnicemi, železnicemi, letišti a dalšími objekty. Může se jednat o vodovod, ropovod, plynovod, elektrické a komunikační kabelové tunely a kanalizaci. Uplatnění se najde také při potřebě vést potrubí pod řekami a dalšími vodními plochami, v přírodních rezervacích a všude tam, kde nelze provést z nejruznějších důvodů klasický výkop. [5]

3 Planetová převodovka

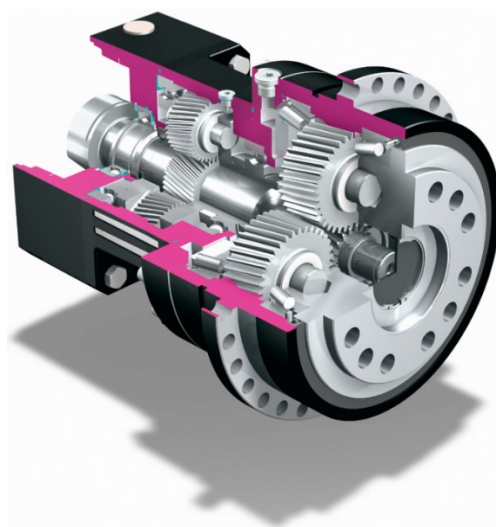
Planetová převodovka využívá planetového soukolí se dvěma stupni volnosti. Skládá se z několika členů. Na vstupní hřídeli (nebo v případě multiplikátoru na výstupní hřídeli) se nachází centrální kolo, kolem něhož obíhají satelity. Satelity jsou otočně uloženy na unašечи a konají planetový pohyb okolo centrální osy převodovky. Satelity se nachází v záběru s centrálním kolem a dále s korunovým kolem, které je vybaveno vnitřním ozubením. Jestliže se libovolný člen zabrzdí, planetové soukolí se stane převodem. Jedná se o převod koaxiální, vstupní a výstupní hřídel se nacházejí v jedné ose. Planetový převod je zobrazen na obr. 3.1. [6]

Ve většině aplikací se používají válcová kola valivá s přímými nebo šikmými zuby, méně často kuželová nebo šroubová kola.

Unašeč se otáčí kolem centrální osy a je tvořen čepý, na nichž jsou otočně uloženy satelity, a rameny nebo kotoučem, do něhož jsou čepy vetknuté (nalisované). Nejčastěji se počty čepů a satelitů pohybují od dvou do šesti.



Obr. 3.1 Planetový převod



Obr. 3.2 Planetová převodovka PHQ [7]

3.1 Charakteristika převodu

Planetový převod umožňuje dosažení velkých převodových poměrů a přenos velkých výkonů. Oproti běžnému čelnímu soukolí má při podobných výkonových parametrech nižší hmotnost, je rozměrově menší a prostor skříně je lépe využit. [8]

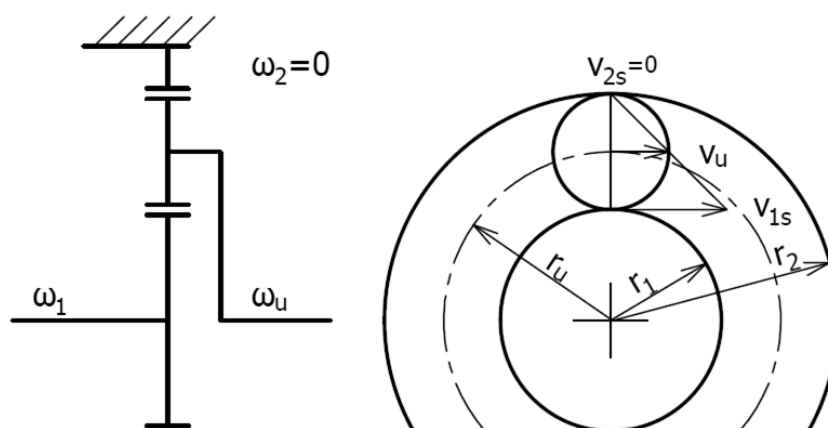
Výkon se v převodu rozděluje do několika toků podle počtu satelitů. Tím se výrazně sníží zatížení zubů. Vnitřní ozubení nacházející se na korunovém kole má vyšší únosnost, lepší účinnost a nižší nároky na prostor. Pro tento převod je typické symetrické rozložení zátěže, což sníží zatížení ložisek a hřídelů. Trvanlivost ložisek je tudíž při stejných zatíženích větší než u klasické převodovky. V praxi se často skládají jednotlivé planetové převody za sebe (obr 3.2). Výhodou tohoto modulárního řešení je velké navýšení převodového poměru. [8]

I tento typ převodu má svá negativa. Montáž i výroba jsou komplikovanější, což má za následek vyšší cenu. Planetová převodovka je konstrukčně složitější, je třeba dbát na přesnost, volit správně počty zubů a dodržet podmínky smontovatelnosti. [8]

3.2 Převodový poměr planetové převodovky

Převodový poměr se obvykle značí takto: i_{AB}^C . Písmeno A vyjadřuje hnací člen, B hnaný člen a C brzděný člen. Odvození je realizováno pro provedení s brzděným korunovým kolem, zbylá provedení se odvozují stejným postupem. Výsledné tvary pro jednotlivá provedení se nachází v Tab. 3.1.

V případě brzděného korunového kola byl výraz upraven na i_{1U}^2 . Odvození bylo provedeno Kuzbachovou metodou podle schématu na obr.3.3. [6]



Obr. 3.3 Kinematické schéma planetové převodovky s brzděným korunovým kolem

Pro obvodovou rychlost na centrálním kole platí:

$$v_{1s} = r_1 \cdot \omega_1 \quad (3.1)$$

Rychlost unašeče, která vyplývá z obr. 3.3, je poloviční.

$$v_u = r_u \cdot \omega_u = \frac{v_{1s}}{2} = \frac{r_1 \cdot \omega_1}{2} \quad (3.2)$$

Z obr. 3.3 lze odvodit, že poloměr unašeče je roven polovině součtu poloměrů centrálního a korunového kola.

$$r_u = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (3.3)$$

Převodový poměr je pro planetový převod dopomala s využitím výše uvedených vztahů dán vztahem 3.4.

$$i_{1U}^2 = \frac{\omega_1}{\omega_u} = \frac{2 \cdot r_u}{r_1} = \frac{2 \cdot \frac{r_1 + r_2}{2}}{r_1} = \frac{r_1 + r_2}{r_1} = \frac{z_1 + z_2}{z_1} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \quad (3.4)$$

Tab. 3.1 Převodové poměry pro typ bržděného členu planetové převodovky [6]

Bržděný člen	Korunové kolo	Unašeč	Centrální kolo
Převodový poměr	$1 + \frac{z_2}{z_1}$	$-\frac{z_2}{z_1}$	$1 + \frac{z_1}{z_2}$

3.3 Použití planetových převodovek v praxi

S planetovými převody se lze běžně setkat v automobilovém průmyslu, kde jsou základním stavebním prvkem automatických převodovek. V oblasti robotiky se používají pro navýšení krouticího momentu a přizpůsobení kinematiky například v pohonných jednotkách samořiditelných vozítek (přepravních prostředků, robotických sekaček). Dále se jejich využití najde u laserových řezacích strojů (pro přesné polohování), průmyslových mixérů na těsto, výškového nastavení operačních stolů, schodišťových sedaček (výtahů), dopravníků, helikoptér a větrných elektráren. [9]

4 Návrh hydromotoru

Na základě požadovaných výstupních parametrů byl vypočten potřebný výkon hydromotoru. Podle vypočteného výkonu ve vztahu 4.1 byl zvolen hydromotor Poclain MS 11 [10] s parametry uvedenými v tab. 4.1.

$$P_H = T_j \cdot \frac{2\pi \cdot n_j}{60 \cdot \eta} = 7500 \cdot \frac{2\pi \cdot 60}{60 \cdot 0,96} = 49\,087 \text{ W} \quad (4.1)$$

η ... účinnost planetové převodovky podle [6] je $\eta = 0,96 \div 0,97$, zvolená hodnota $\eta = 0,96$

Tab. 4.1 Vybrané parametry zvoleného hydromotoru Poclain MS 11 [10]

Přesné označení hydromotoru	MS11 – 8 – 111 – A11 – 2A50 – 0
Geometrický objem motoru	837 cm ³
Výkon	50 kW
Teoretický moment při tlaku 100 barů	1331 Nm
Maximální otáčky	195 min ⁻¹
Maximální tlak	450 bar (45 MPa)

Motor pracuje pouze v určitém rozsahu otáček a momentů. Aby bylo na výstupu z převodovky dosaženo zadaných parametrů, bylo nutné přizpůsobit kinematiku pomocí vhodného převodu. Na počátku byl zvolen převodový poměr o hodnotě 3,2. Po provedení návrhu ozubení v následující kapitole se převodový poměr upravil na hodnotu 3,158.

Výpočet jmenovitého točivého momentu na vstupu do převodovky:

$$T_{jvst} = \frac{T_j}{i_{1U}^2 \cdot \eta} = \frac{7500}{3,158 \cdot 0,96} = 2473,9 \text{ Nm} \quad (4.2)$$

Výpočet maximálního točivého momentu na vstupu do převodovky:

$$T_{mvst} = \frac{T_m}{i_{1U}^2 \cdot \eta} = \frac{15\,000}{3,158 \cdot 0,96} = 4947,8 \text{ Nm} \quad (4.3)$$

Následně byla určena velikost tlaku při jmenovitém točivém momentu.

$$p_{Tjvst} = \frac{T_{jvst}}{T_{h100}} \cdot p_{100} = \frac{2473,9}{1331} \cdot 10 = 18,6 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Při maximálním zatížení dosahuje tlak kapaliny v hydromotoru:

$$p_{Tmvst} = \frac{T_{mvst}}{T_{h100}} \cdot p_{100} = \frac{4947,8}{1331} \cdot 10 = 37,2 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Otáčky při maximálním výkonu a jmenovitém točivém momentu:

$$n_{Tj} = \frac{P}{2\pi \cdot T_{jvst}} = \frac{50\,000}{2\pi \cdot 2473,9} = 3,22 \text{ s}^{-1} = 193,2 \text{ min}^{-1} \quad (4.6)$$

Otáčky při maximálním výkonu a maximálním točivém momentu:

$$n_{Tm} = \frac{P}{2\pi \cdot T_{mvst}} = \frac{50\,000}{2\pi \cdot 4947,8} = 1,61 \text{ s}^{-1} = 96,6 \text{ min}^{-1} \quad (4.7)$$

Výstupní otáčky z převodovky při jmenovitém momentu:

$$n_j = \frac{n_{Tj}}{i_{1U}^2} = \frac{193,2}{3,158} = 61,2 \text{ min}^{-1} \quad (4.8)$$

Výstupní otáčky z převodovky při maximálním momentu:

$$n_m = \frac{n_{Tm}}{i_{1U}^2} = \frac{96,6}{3,158} = 30,6 \text{ min}^{-1} \quad (4.9)$$

Při jmenovité zátěži se výstupní otáčky převodovky pohybují okolo zadaných 60 otáček za minutu. Při maximálním zatížení jsou minimální otáčky převodovky (určené vztahem 4.9) větší než 10 otáček za minutu. Navržený hydromotor z hlediska kinematiky i dynamiky vyhověl.

5 Návrh planetového převodu

V technické praxi se vyskytuje mnoho typů planetových převodovek. Patří mezi ně planetová převodovka s dvojitými satelity, modulární planetové převodovky, řaditelné planetové převodovky a další. Rozhodl jsem, že tomuto zadání vyhoví planetová převodovka s jednoduchými satelity.

Podle bržděného členu lze planetové převody rozdělit na planetové převody s bržděným centrálním kolem, bržděným unašečem a bržděným korunovým kolem. Planeta s bržděným centrálním kolem nabývá nízkého převodového poměru, který je pro tento případ nedostatečný. Planeta s bržděným unašečem převrací směr otáčení a má nižší účinnost oproti jiným provedením. Dále by se zde vyskytovaly konstrukční problémy s uchycením převodovky a centrálního kola. Provedení planetového převodu s bržděným korunovým kolem umožňuje dosažení větších převodových poměrů při zachování dobré účinnosti. Výhodou je také možnost uchycení převodovky za přírubu korunového kola. K realizaci planetového převodu jsem z těchto důvodů zvolil provedení s bržděným korunovým kolem. Převodovka se v mikrotunelovacím zařízení nachází mezi motorem a vrtnou hlavou.

Počty zubů jednotlivých kol byly voleny takovým způsobem, že se začalo u nejmenšího počtu zubů a postupně se toto číslo navyšovalo do té doby, než byly měrné skluzy menší než 2. K tomu účelu bylo využito katedrálního softwaru Geometrie.

Počet zubů na centrálním kole: $z_1 = 38$

Přibližný počet zubů na korunovém kole:

$$z_2 = (i_{pt} - 1) \cdot z_1 = (3,2 - 1) \cdot 38 = 83,6 \quad (5.1)$$

S ohledem na smontovatelnost byl zvolen počet zubů na korunovém kole $z_2 = 82$.

Při této změně počtu zubů se mírně změnil také převodový poměr:

$$i_p = 1 + \frac{z_2}{z_1} = 1 + \frac{82}{38} = 3,158 \quad (5.2)$$

Musí být splněno, že osová vzdálenost mezi centrálním kolem a satelitem je stejná s osovou vzdáleností mezi satelitem a korunovým kolem. V případě soukolí typu N (nekorigované soukolí) a VN (soukolí korigované s vyrovnaným posunutím), kde se osová vzdálenost nemění, platí:

$$a_{1s} = a_{s2}$$

$$\frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_s) = \frac{m}{2} \cdot (z_2 - z_s) \quad (5.3)$$

$$z_1 + 2 \cdot z_s = z_2$$

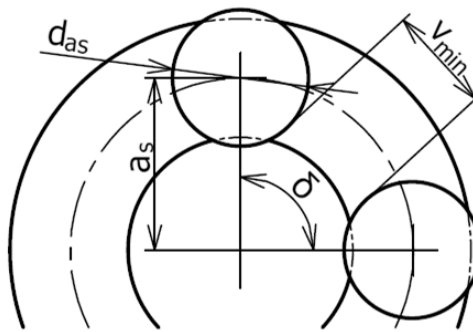
Po úpravě vztahu 5.3 byl určen počet zubů satelitu:

$$z_s = \frac{z_2 - z_1}{2} = \frac{82 - 38}{2} = 22 \quad (5.4)$$

Satelity by měly být rovnoměrně rozmístěné po obvodu unašeče. Aby tato podmínka platila, číslo G musí nabývat celočíselné hodnoty. Ze vztahu 5.5 vyplývá, že je tato podmínka splněna. Číslo S reprezentuje počet satelitů. Nižší počet satelitů zvyšuje zátěž ozubení, zatímco u vyššího počtu satelitů může docházet k jejich kolizi. Stanovil jsem, že planetová převodovka bude vybavena čtyřmi satelity.

$$G = \frac{z_2 + z_1}{S} = \frac{82 + 38}{4} = 30 \quad (5.5)$$

Na obr. 5.1 se nachází schéma rozmístění satelitů v planetovém převodu. Aby nedocházelo k vzájemné kolizi satelitů, měla by být mezi nimi vůle alespoň o velikosti jednoho až dvou milimetrů.



Obr. 5.1 Vůle mezi satelity

Úhel, který svírají dvě sousední ramena satelitu se vypočte podle rovnice 5.6.

$$\delta = \frac{360}{S} = \frac{360}{4} = 90^\circ \quad (5.6)$$

$$2 \cdot a_s \cdot \sin\left(\frac{\delta}{2}\right) > d_{as} + 1 \div 2 \text{ mm} \quad (5.7)$$

$$2 \cdot 180 \cdot \sin\left(\frac{90}{2}\right) > d_{as} + 1 \div 2 \text{ mm} \quad (5.8)$$

$$254,56 > 143,6 + 1 \div 2 \text{ mm} \quad (5.9)$$

(Osová vzdálenost a_s a hlavový průměr satelitu d_{as} jsou určeny v kapitole 5.3.)

Všechny podmínky smontovatelnosti byly u navržené kombinace počtu zubů ověřeny v katedrálním softwaru Planeta (obr. 5.2). Stanovení modulu, korekcí a osové vzdálenosti se nachází dále v kapitole. Pomocí tohoto softwaru byly také určeny otáčky satelitu $n_s = 228$ pro výpočet trvanlivosti ložisek na čepch unašeče.

Návrh počtu zubů a korekcí

Satelitů k: 4 Přesnost Δ [%]: 2 Korekce x_{1min} : 0.1933
 Zubů z_{1min} : 27 Modul m_n [mm]: 6 Korekce x_{1max} : 0.000
 Zubů z_{1max} : 38 Úhel α_n [°]: 20.0000 Korekce x_{smin} : 0.1933
 Zubů z_{smin} : 20 Úhel β [°]: 0.0000 Korekce x_{smax} : 0.1933
 Zubů z_{smax} : 30 Výška hl. h_{as}^* : 1.000 Korekce x_{2min} : -0.1937
 Zubů z_{2max} : 120 Krok pro x_1, x_s : 0.0 Korekce x_{2max} : 0.000

Vybrané řešení
 $z_1 = 38$ $z_s = 22$ $z_2 = 82$ $u = 3.158$
 $x_1 = -0.193$ $x_s = 0.193$ $x_2 = -0.193$ $a_w = 180.000$

Výpočet Vymazat Pozastavit

Výsledky výpočtu, počet nalezených řešení - 6

z1	zs	z2	x1	xs	x2	mezera	D [%]	aw
34	20	74	-0,1933	0,1933	-0,1933	94,8	0,521	162
35	21	77	-0,1933	0,1933	-0,1933	97,3	1,27	168
36	20	76	-0,1933	0,1933	-0,1933	103	-1,55	168
36	22	80	-0,1933	0,1933	-0,1933	99,8	1,97	174
37	21	79	-0,1933	0,1933	-0,1933	106	-0,787	174
38	22	82	-0,1933	0,1933	-0,1933	108	-0,0666	180

Zpět Konec

Obr. 5.2 Zvolená kombinace parametrů planetového převodu

5.1 Návrh modulu

Parametry ozubení včetně modulu musí být stejné jak pro soukolí centrální kolo – satelit, tak i satelit – korunové kolo. Proto byl vybrán modul, který vyhovuje oběma soukolím.

Návrh modulu byl proveden pro dvojici centrální kolo – satelit. Vnitřní ozubení na korunovém kole je obecně únosnější.

Centrální kolo je v záběru se čtyřmi satelity. Zátěž se rozdělí úměrně počtu satelitů. V místě záběru je v tomto případě moment čtvrtinový. Při návrhu byla brána v úvahu případná nerovnoměrnost rozložení zátěže, tudíž se předpokládalo, že zatížení přenesou jen tři satelity. Výpočet byl proveden pro jmenovitou zátěž (vztah 5.10) a maximální zátěž (vztah 5.11).

$$T_{j1s} = \frac{T_{jvst}}{S - 1} = \frac{2473,9}{4 - 1} = 824,6 \text{ Nm} \quad (5.10)$$

$$T_{m1s} = \frac{T_{mvst}}{S - 1} = \frac{4947,8}{4 - 1} = 1649,3 \text{ Nm} \quad (5.11)$$

Návrh modulu byl proveden v softwaru Modul. Vzhledem k tomu, že software standardně pracuje s předpokladem, že pastorek má nižší počet zubů než kolo, bylo nutné stanovit náhradní model soukolí a přepočítat točivý moment z centrálního kola na satelit, a tedy návrh provést z druhé strany.

Výpočet převodového poměru mezi satelitem a centrálním kolem:

$$i_p = \frac{z_s}{z_1} = \frac{22}{38} = 0,579 \quad (5.12)$$

Točivý moment pro záběr zubů mezi satelitem a centrálním kolem:

$$T_2 = T_{1j1s} \cdot i_p = 824,6 \cdot 0,579 = 477,4 \text{ Nm} \quad (5.13)$$

Součinitel vnějších dynamických sil K_A byl zvolen pro hnaný stroj hydromotor a pracovní stroj s velkými rázy.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení

☒ Čelní

☐ Kuželové

☐ Hřeben

z₁ 22

z₂ 38

β 0 [°]

T₁ 477.4 [N·m]

ψ_m 15 Help

Schéma 2 Vyber

K_{Hβ} 1.546 Help

K_A 1.85 Help

σ_{Flimb} 700 [MPa] Vyber


σ_{Hlim} 1270 [MPa] Vyber

V_{HV} 650 Vyber

Isk Moduly Konec

m_n = 5.084 [mm]

b = 76.3 [mm]



OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18

K_F = K_A · K_{Hβ}

σ_{FP} = 0,6 · σ_{Flimb}⁰

m_{n ohyb} = 3.859 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)

f_H = 690 (β > 0°)

K_H = K_A · K_{Hβ}

σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}⁰

ψ_{d1} = ψ_m · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

u = $\frac{z_2}{z_1}$

m_n = d₁ · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

m_{n dotyk} = 5.084 [mm]

<http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>

Obr. 5.3 Návrh modulu

Na základě obr. 5.3 byl zvolen modul z normalizované řady modulů podle ČSN 01 4686. Výsledná velikost modulu činí 6 mm.

5.2 Kontrola geometrie ozubených kol

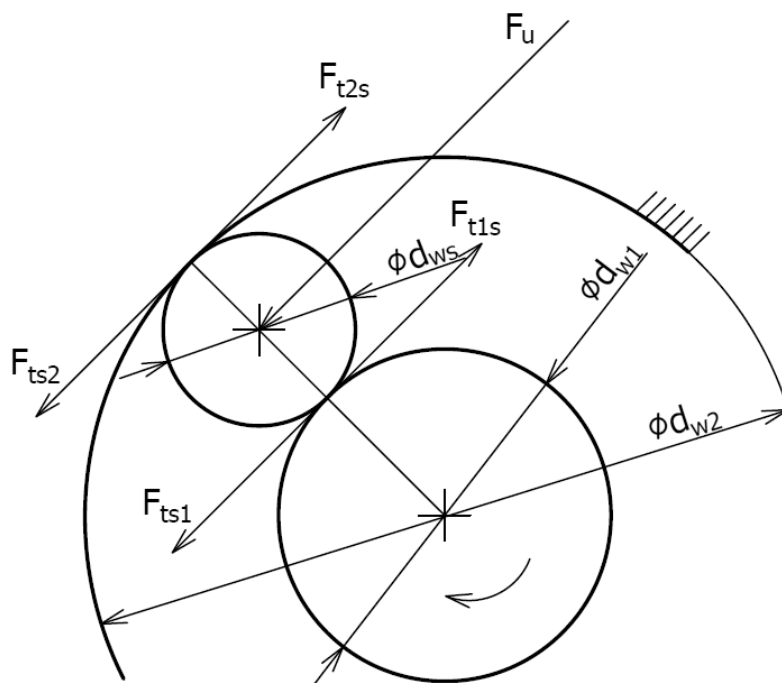
Kontrola geometrie byla provedena v katedrálním softwaru Geometrie. Ozubení je standardní a je charakterizováno přímými zuby. Sklon zubů roztečný β je roven nule. Společná šířka zubů byla zvolena 90 mm. Nejprve byla provedena kontrola pro soukolí centrální kolo – satelit. Aby mohla být zvolena navržená kombinace zubů, musela být provedena korekce na vyrovnané měrné skluzy. Měrné skluzy jsou u obou kol menší než 2. Tabulka rozměrů je uvedena v příloze A.

V případě kontroly geometrie satelitu a korunového kola bylo nutné dodržet, aby měl satelit korekci a průměr hlavové kružnice stejný jako v předchozím výpočtu. Za účelem dosažení stejné osové vzdálenosti byla na korunovém kole volena stejně velká korekce opačného znaménka. Oproti teoretickému výpočtu musela být hlavová kružnice korunového kola mírně

zvětšena, aby nedocházelo k interferenci na patě pastorku a seřezávání hlav ozubení kola patou nástroje. Vypočtené hodnoty ze softwaru Geometrie se nachází v příloze A.

5.3 Rozklad sil v planetové převodovce

Silový rozbor byl proveden podle schématu na obr. 5.4. Nejprve byla vypočtena obvodová síla na centrálním kole připadající na jeden satelit. Výpočet předpokládá zatížení pouze třemi satelity místo čtyř. Centrální kolo je při tomto předpokladu zatíženo souměrně na třech místech stejně velkými obvodovými silami.



Obr. 5.4 Rozklad sil v planetovém převodu

Jmenovitá obvodová síla v záběru centrálního kola a satelitu:

$$F_{ts1} = F_{t1s} = \frac{T_1}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{824,6}{\frac{0,228}{2}} = 7233,3 \text{ N} \quad (5.14)$$

Maximální obvodová síla v záběru centrálního kola a satelitu:

$$F_{t1s \max} = \frac{T_1}{\frac{d_{w1}}{2}} = \frac{1649,3}{\frac{0,228}{2}} = 14\,467,5 \text{ N} \quad (5.15)$$

Dále platí, že síly v záběru centrálního kola a satelitu jsou stejné se silami záběru satelitu a korunového kola.

$$F_{t2s} \cdot \frac{d_{ws}}{2} = F_{t1s} \cdot \frac{d_{ws}}{2} \Rightarrow F_{t2s} = F_{t1s} \quad (5.16)$$

Pokud se tyto síly složí dohromady, získá se síla působící na čep unašeče F_u .

$$F_u = F_{t1s} + F_{t2s} = 2 \cdot F_{t1s} = 2 \cdot 7233,3 = 14\,466,6 \text{ N} \quad (5.17)$$

Maximální síla připadající na jeden čep unašeče poté činí:

$$F_{u \max} = 2 \cdot F_{t1s \max} = 2 \cdot 14\,467,5 = 28\,935,0 \text{ N} \quad (5.18)$$

Moment na unašeči je dán silou na čepu unašeče, poloměrem unašeče a počtem satelitů (zde je počet o jeden nižší, protože při určení momentu na jeden satelit pro pevnostní výpočet ozubení se počítá pouze se třemi satelity).

$$T_j = r_u \cdot F_u \cdot (S - 1) = 0,180 \cdot 14\,466,6 \cdot (4 - 1) = 7812 \text{ Nm} \quad (5.19)$$

Při započítání účinnosti bylo dosaženo požadovaného jmenovitého momentu na unašeči a tedy i na výstupu z planetové převodovky.

$$T_j = r_u \cdot F_u \cdot (S - 1) \cdot \eta = 0,180 \cdot 14\,466,6 \cdot (4 - 1) \cdot 0,96 \cong 7500 \text{ Nm} \quad (5.20)$$

Podobně to platí pro maximální zátěž:

$$T_m = r_u \cdot F_{u \max} \cdot (S - 1) \cdot \eta = 0,180 \cdot 28\,935 \cdot 3 \cdot 0,96 \cong 15\,000 \text{ Nm} \quad (5.21)$$

Síly zatěžující korunové kolo vytváří reakční moment T_K , který se přenáší do skříně.

$$T_K = \frac{d_{w2}}{2} \cdot F_{t2s} \cdot (S - 1) = \frac{0,492}{2} \cdot 7233,3 \cdot (4 - 1) = 5\,338,2 \text{ Nm} \quad (5.22)$$

Maximální reakční točivý moment na korunovém kole vychází takto:

$$T_{mK} = \frac{d_{w2}}{2} \cdot F_{t2s} \cdot (S - 1) = \frac{0,492}{2} \cdot 14\,467,5 \cdot (4 - 1) = 10\,677 \text{ Nm} \quad (5.23)$$

5.4 Pevnostní kontrola ozubení

Navržené ozubení bylo pevnostně zkontrolováno v softwaru CSNw podle normy ČSN 01 4686. Nejprve bylo zkontrolováno soukolí centrální kolo – satelit. Pro výpočet byl využit jmenovitý točivý moment připadající na záběr centrálního kola se satelitem a tomuto momentu

odpovídající otáčky. Maximální dosažený moment byl do výpočtu zahrnut koeficientem $K_{AS} = 2$. Součinitel $K_A = 1,85$ byl volen pro hydromotor a pracovní stroj s velkými rázy. Stanovil jsem očekávanou životnost 10 000 hodin. Stupeň přesnosti obou kol jsem volil IT8. Součinitel $K_{H\beta}$ byl volen pro letmo uložený pastorek z kinematického schématu pro zjednodušený pevnostní výpočet. Z důvodu vyšší bezpečnosti byla tato hodnota navýšena až na 1,5.

V případě kontroly soukolí satelitu a korunového kola se postupovalo obdobně. Očekávaná životnost byla stanovena také na 10 000 hodin. Kola se budou vyrábět se stupněm přesnosti IT8. Součinitel $K_{H\beta}$ byl volen 1,3.

Materiálem všech kol je cementovaná a kalená ocel 14 220.4. Součinitel střídavého zatížení zubů Y_A byl u satelitu v obou kontrolách volen 0,7; pro ostatní kola $Y_A = 1$.

Tab. 5.1 Výsledky z pevnostní kontroly soukolí satelit – korunové kolo

	Centrální kolo	Satelit
Bezpečnost v ohybu S_F	5,445	4,003
Bezpečnost v dotyku S_H	1,719	1,691

Tab. 5.2 Výsledky z pevnostní kontroly soukolí satelit – korunové kolo

	Satelit	Korunové kolo
Bezpečnost v ohybu S_F	2,919	3,266
Bezpečnost v dotyku S_H	2,073	2,400

V obou případech (tab. 5.1 a tab. 5.2) vyšly bezpečnosti v ohybu i dotyku dostatečně vysoké, obě kontrolovaná soukolí pevnostně vyhověla. Kompletní výsledky pevnostních kontrol se nacházejí v příloze B.

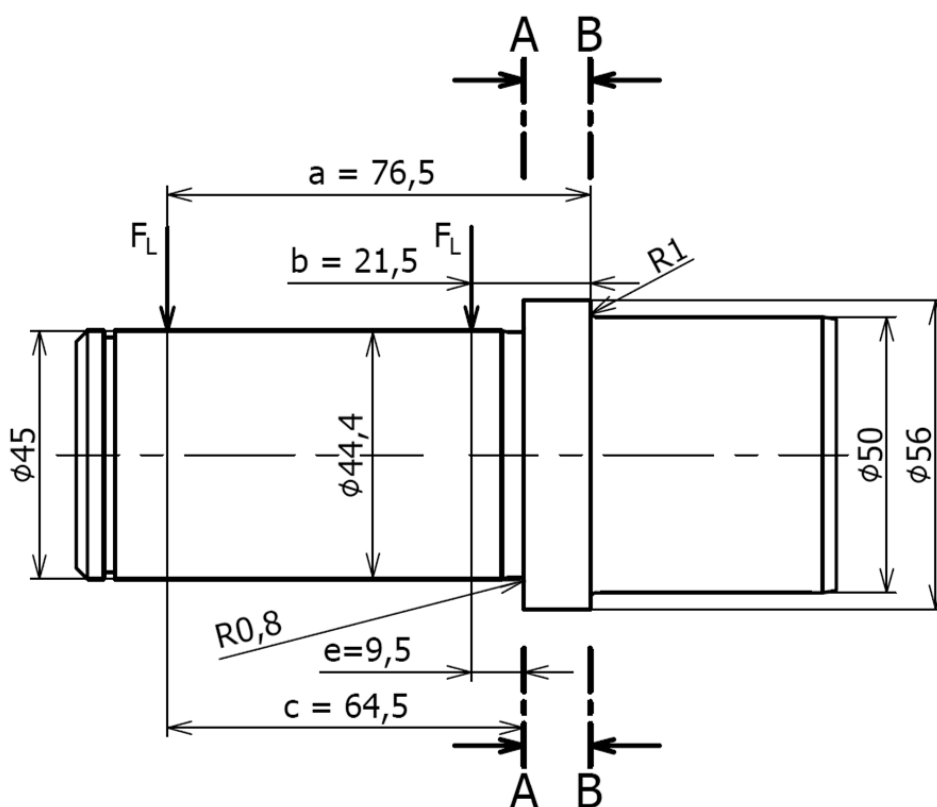
6 Návrh a kontrola dalších komponent planetové převodovky

V této kapitole bylo navrženo vhodné řešení pro přenos zadané axiální síly. Dále byly provedeny výpočty trvanlivosti ložisek, výpočet přitlačných pružin pro minimální zatížení ložiska, kontrola hřídele, čepů a drážkování. Taktéž zde bylo řešeno spojení částí skříně a uchycení převodovky k rámu.

6.1 Výpočet čepu unašeče

Satelit je zatížen hnací silou od centrálního kola a reakční silou od korunového kola. Tyto síly působí stejným směrem, proto je výslednice dána jejich součtem. Působíště výslednice se nachází v ose satelitu. Síla připadající na čep unašeče $F_{u\ max} = 28\ 935\ \text{N}$ byla vypočtena ve vztahu 5.18. Zatížení se z ložisek přenáší na čep prostřednictvím radiálních válečkových ložisek SKF NJ 2009 ECP. Při výpočtu bylo uvažováno, že se síly rozdělí přibližně na polovinu. Také v tomto případě byl výpočet proveden pro případ, kdy se zatížení přenáší pouze třemi satelity (z důvodu možné nerovnoměrnosti rozložení zátěže).

$$F_L = \frac{F_{u\ max}}{2} = \frac{28\ 935}{2} = 14\ 467,5\ \text{N} \quad (6.1)$$



Obr. 6.1 Znáznornění kritických průřezů unašeče

Jako první byla provedena pevnostní kontrola pro průřez A (obr. 6.1).

Parametry průřezu A: $d = 44,4 \text{ mm}$, $D = 56 \text{ mm}$ $r = 0,8 \text{ mm}$

Pomocné výpočty ke stanovení součinitele koncentrace napětí α_σ :

$$\frac{r}{D} = \frac{0,8}{56} = 0,018 \quad (6.2)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{56}{44,4} = 1,261 \quad (6.3)$$

Na základě grafu uvedeného v literatuře [6] byl zvolen součinitel $\alpha_\sigma = 2,6$.

Ohybové napětí v průřezu A:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_L \cdot c + F_L \cdot e}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{14\,467,5 \cdot 64,5 + 14\,467,5 \cdot 9,5}{\frac{\pi \cdot 44,4^3}{32}} = 124,6 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

Ohybové napětí v průřezu A se započtením součinitele koncentrace napětí α_σ :

$$\sigma_{o\alpha} = \alpha_\sigma \cdot \sigma_o = 2,6 \cdot 124,6 = 324,0 \text{ MPa} \quad (6.5)$$

Materiálem čepu byla zvolena zušlechtěná ocel 42CrMo4 (15 142.7 dle ČSN) s mezí kluzu 650 MPa [11]. Bezpečnost k mezi kluzu činí:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{o\alpha}} = \frac{650}{324,0} = 2,01 \quad (6.6)$$

Dále byl zkontrolován průřez B (obr. 6.1) s těmito parametry:

$$d = 50 \text{ mm}, D = 56 \text{ mm} \quad r = 1 \text{ mm}$$

Pomocné výpočty ke stanovení součinitele koncentrace napětí α_σ :

Na základě poměrů $r/d = 0,02$ a $D/d = 1,12$ a grafu uvedeného v literatuře [6] byl zvolen součinitel $\alpha_\sigma = 2,4$.

Ohybové napětí v průřezu B:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_L \cdot a + F_L \cdot b}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{14\,467,5 \cdot 76 + 14\,467,5 \cdot 21,5}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 114,9 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

Ohybové napětí v průřezu se započtením součinitele koncentrace napětí α_σ :

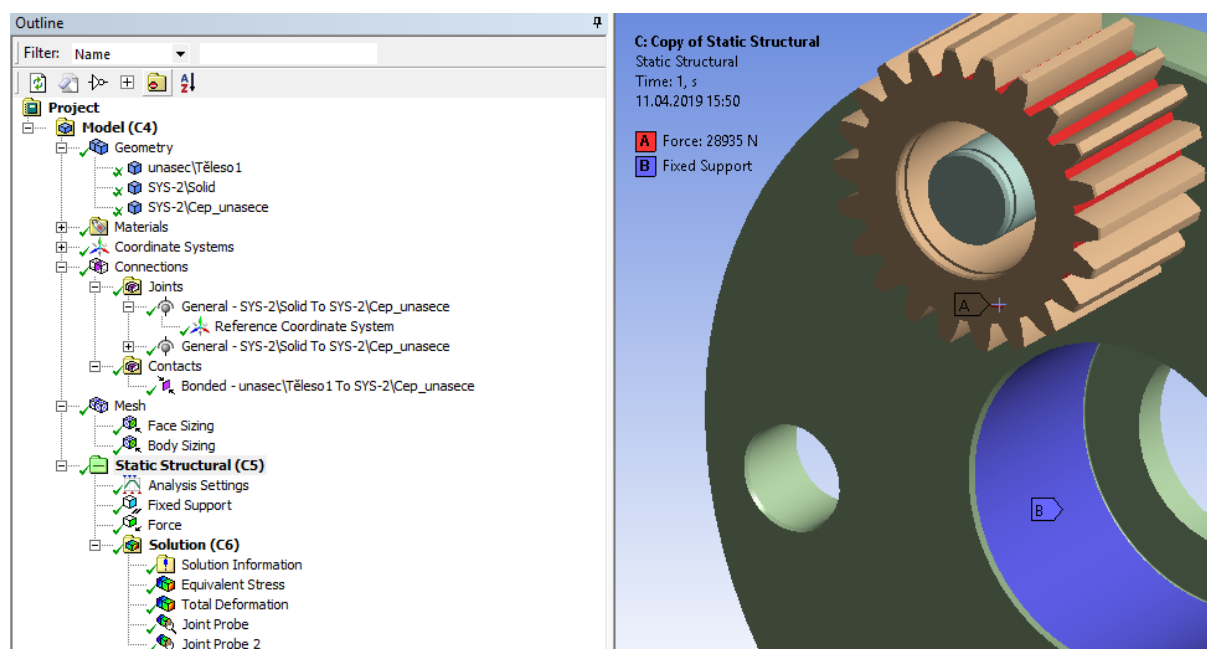
$$\sigma_{o\alpha} = \alpha_\sigma \cdot \sigma_o = 2,4 \cdot 114,9 = 275,8 \text{ MPa} \quad (6.8)$$

Statická bezpečnost k mezi kluzu zušlechtěné oceli 42CrMo4 [11]:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{o\alpha}} = \frac{650}{275,8} = 2,36 \quad (6.9)$$

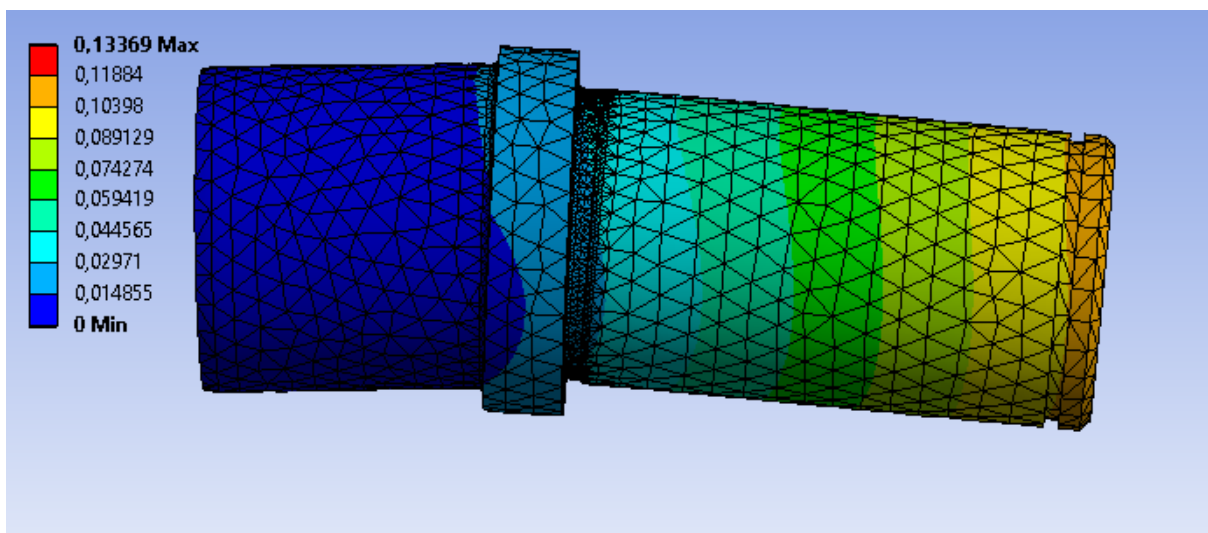
Kontrola čepu v MKP

Čep byl dále zkontrolován s využitím metody konečných prvků v softwaru Ansys Workbench. Pro tento účel byl vytvořen model (obr. 6.2), u kterého byl čep vložen do pevně uchyceného unašeče. Na čep byl nasunut satelit, místo ložisek byly využity vazby typu *Joint*. Tyto vazby umožňují rotaci kolem příslušných os. Satelit byl zatížen výslednou silou připadající na jeden čep.



Obr. 6.2 Okrajové podmínky k MKP analýze

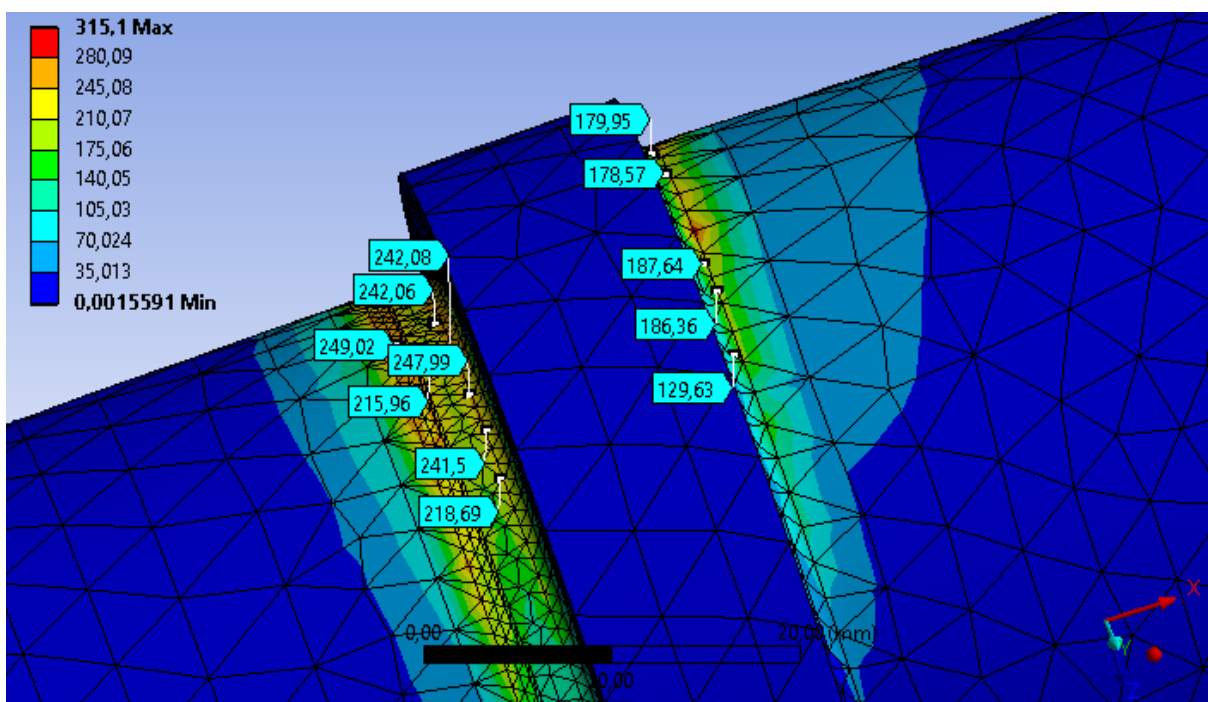
Na obr. 6.3 je patrné, že maximální hodnota deformace dosahuje hodnoty 0,11 mm. Vzhledem k rozměrům je to vyhovující.



Obr. 6.3 Deformace čepu

Ohybové napětí ve více namáhaném vrubu se pohybuje okolo hodnoty 250 MPa (obr. 6.4). Při použití materiálu 42CrMo4 toto napětí vyhovuje.

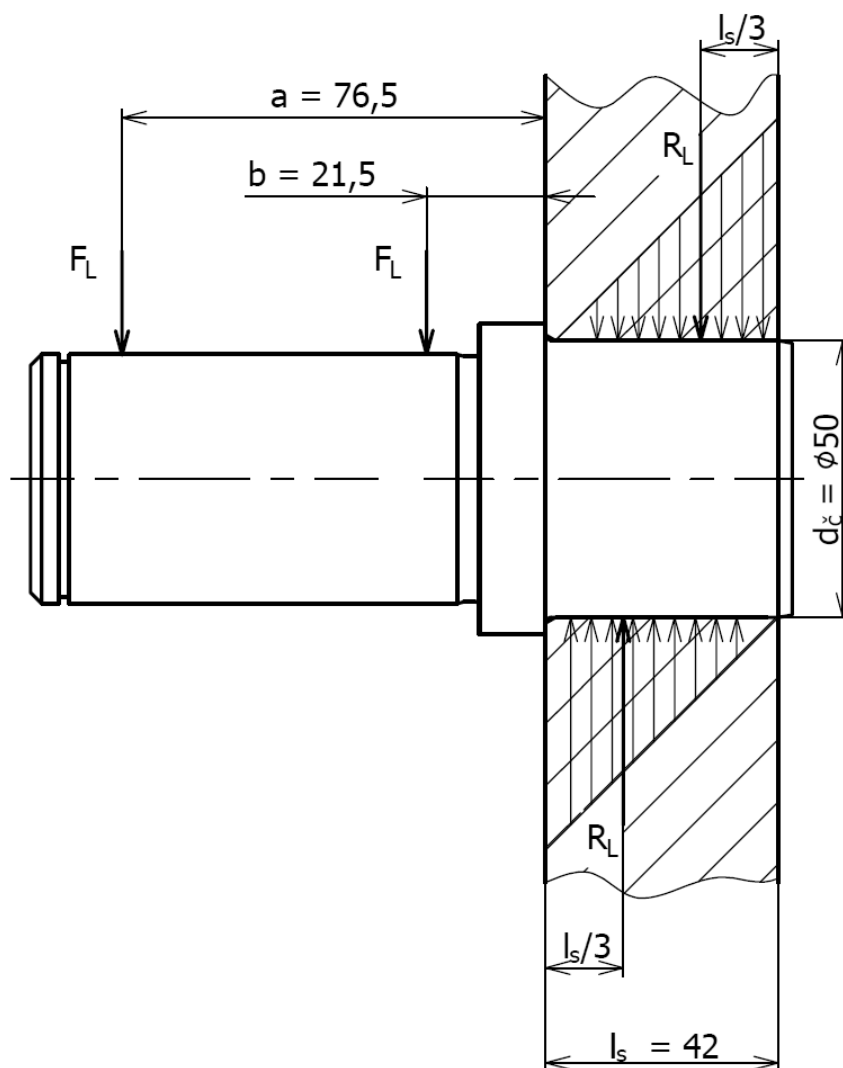
V softwaru Ansys bylo také určeno naklopení ložisek. Kroužky bližšího ložiska unašeče jsou relativně naklopeny o úhel $2 \cdot 10^{-6}^\circ$ ($0,0012'$) a druhého ložiska o úhel $3 \cdot 10^{-8}^\circ$ ($0,000018'$). Přípustné naklopení těchto válečkových ložisek podle SKF je $3'$ [12]. Naklopení kroužků ložisek je zanedbatelné.



Obr. 6.4 Napjatost čepu

Návrh délky lisovaného spoje čepu

Bylo předpokládáno, že se tlak ve spoji rozloží do spojitého trojúhelníkového zatížení, které je zobrazeno na obr. 6.5. Pro návrh délky spoje bylo možné toto zatížení nahradit silovou dvojicí R_L . [13]



Obr. 6.5 Lisovaný spoj čepu unašeče

Podle obr. 6.5 byly odvozeny následující vztahy:

$$\frac{1}{3} R_L \cdot l_s = F_L \cdot a + F_L \cdot b \Rightarrow R_L = \frac{3 \cdot (F_L \cdot a + F_L \cdot b)}{l_s} \quad (6.10)$$

Pro dotykový tlak platí:

$$p = \frac{2 \cdot R_L}{l_s \cdot d_{\xi}} \Rightarrow l_s = \frac{2 \cdot R_L}{p_{DOV} \cdot d_{\xi}} = \frac{2 \cdot \frac{3 \cdot (F_L \cdot a + F_L \cdot b)}{l_s}}{p_{DOV} \cdot d_{\xi}} = \frac{6 \cdot (F_L \cdot a + F_L \cdot b)}{p_{DOV} \cdot d_{\xi} \cdot l_s} \quad (6.11)$$

$$l_s^2 = \frac{6 \cdot (F_L \cdot a + F_L \cdot b)}{p_{DOV} \cdot d_{\xi}} \quad (6.12)$$

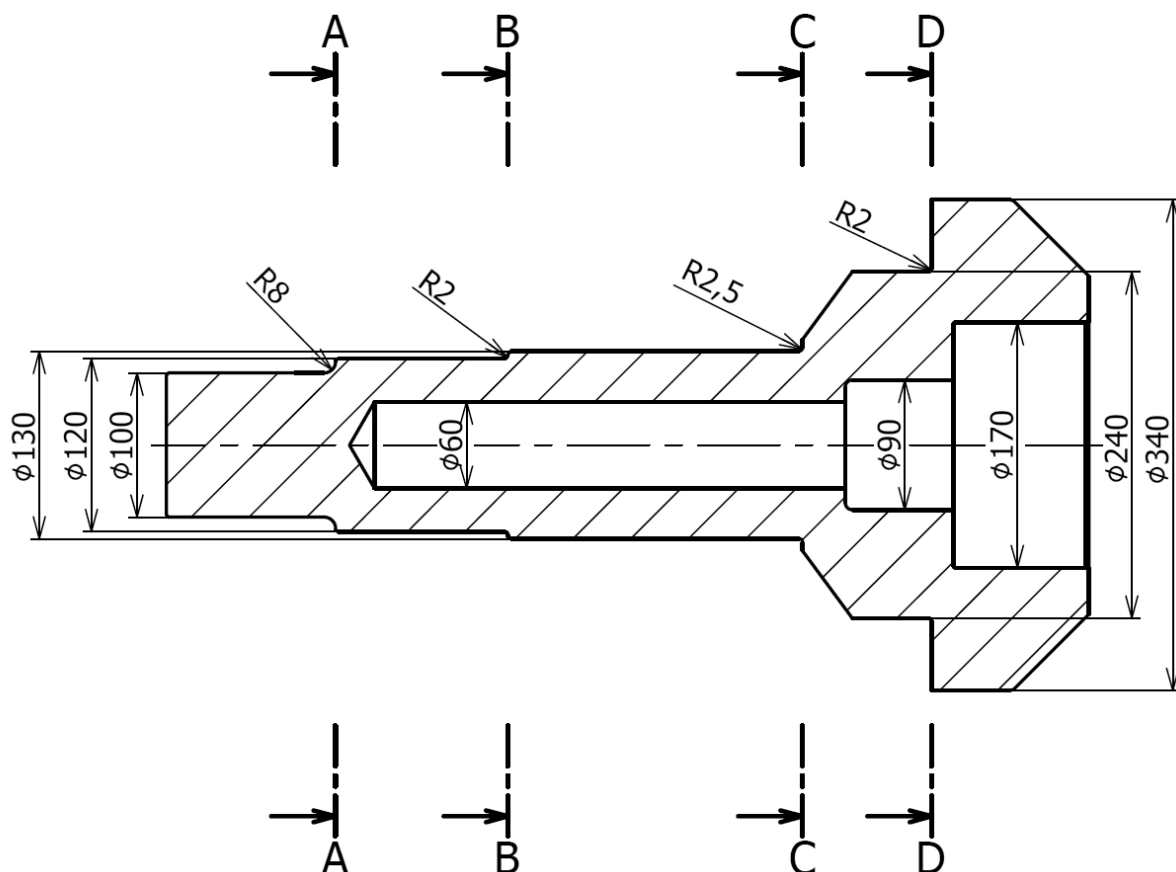
Po úpravě vztahu 6.12 byl určen vztah pro výpočet délky lisovaného spoje čepu s unašečem.

$$l_s = \sqrt{\frac{6 \cdot F_L \cdot (a + b)}{p_{DOV} \cdot d_{\xi}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 14\,467,5(76,5 + 21,5)}{120 \cdot 50}} = 37,65 \text{ mm} \quad (6.13)$$

Byla zvolena délka spoje 40 mm.

6.2 Pevnostní kontrola výstupní hřídele

Jako výstupní hřídel je dále označena výstupní část planetové převodovky, která je připojena k unašeči pomocí upínacího pouzdra Ringfeder. Hřídel je zatížena převážně krutem. V místě výstupu hřídele z převodovky, kde se opírá o axiální ložisko, je dále komplexně zatížena tlakem a ohybem. Tyto vlivy by bylo obtížné popsat analyticky, proto byla tato problematika řešena pomocí MKP. Analytické řešení bylo provedeno pouze pro namáhání krutem. Kritické průřezy hřídele jsou znázorněny na obr. 6.6.



Obr. 6.6 Kritické průřezy hřídele pro pevnostní kontrolu

Ukázkový výpočet byl proveden pro průřez A, hodnoty z dalších průřezů jsou uvedeny v tab. 6.1.

K určení součinitele koncentrace napětí pro průřez namáhaný krutem bylo nutné opět provést pomocné výpočty.

$$\frac{r}{D} = \frac{8}{100} = 0,08 \quad (6.14)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{120}{100} = 1,20 \quad (6.15)$$

Z grafu uvedeného v literatuře [6] byl stanoven součinitel $\alpha_{\tau} = 1,4$.

Hřídel je v některých průřezích dutá, proto byl pro výpočet polárního kvadratického momentu průřezu použit tento obecný vztah 6.16 (pro průřez A je $d_0 = 0$ mm).

$$J_p = \frac{\pi \cdot (d^4 - d_0^4)}{32} = \frac{\pi \cdot (100^4 - 0^4)}{32} = 9\,817\,477 \text{ mm}^4 \quad (6.16)$$

Smykové napětí od krutu je pak vypočteno takto:

$$\tau_K = \alpha_\tau \cdot \frac{T_{mK} \cdot d}{2 \cdot J_p} = 1,4 \cdot \frac{15 \cdot 10^6 \cdot 100}{2 \cdot 9\,817\,477} = 107,0 \text{ MPa} \quad (6.17)$$

Dovolené napětí v krutu pro ocel 14 220.4 bylo vypočteno na základě pevnostní hypotézy HMM z meze kluzu [14].

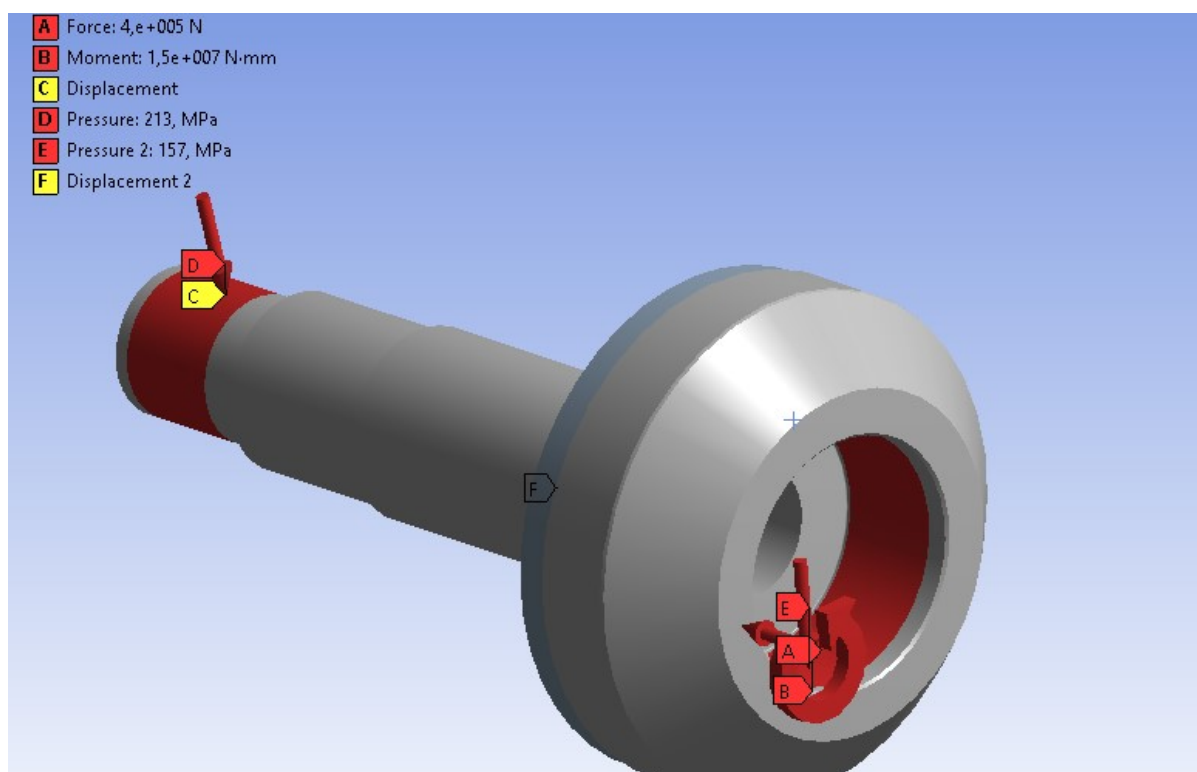
$$\tau_{DOV} = \frac{R_e}{k_s \cdot \sqrt{3}} = \frac{590}{2,5 \cdot \sqrt{3}} = 136,3 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

Tab. 6.1 Součinitelé koncentrace napětí pro krut, polární kvadratické momenty průřezu a smyková napětí pro jednotlivé průřezy

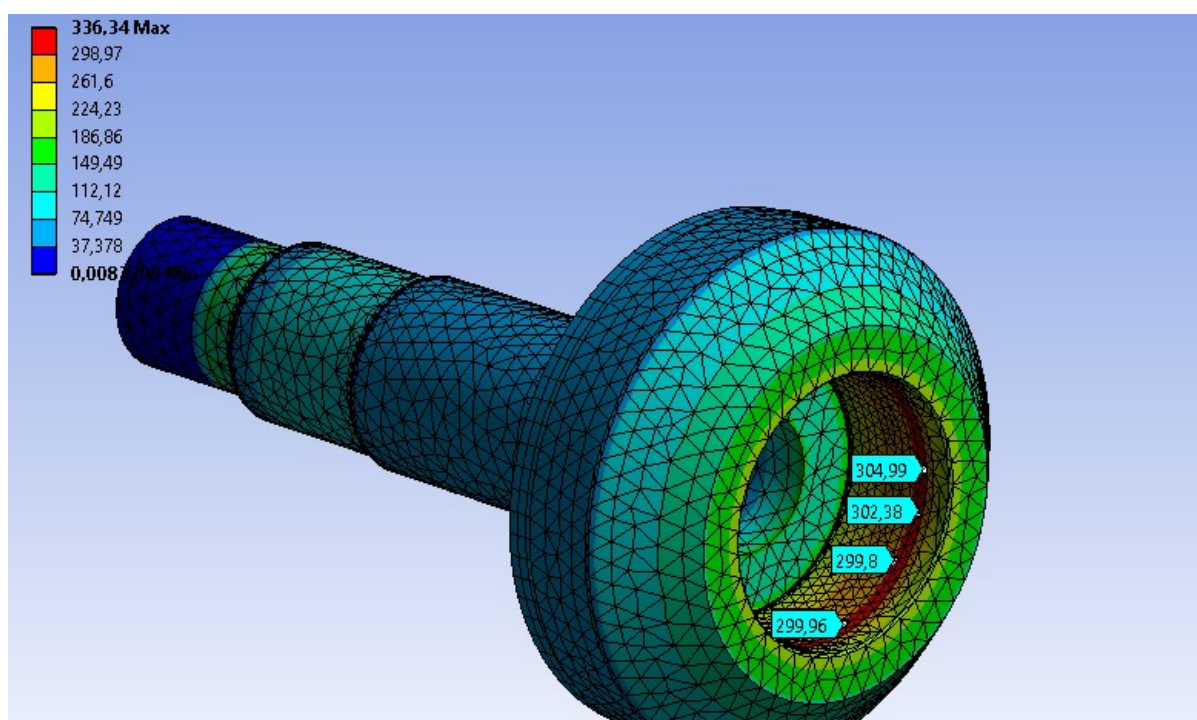
	r/d [-]	D/d [-]	α_τ [-]	J_p [mm ⁴]	τ_K [MPa]
Průřez 1	0,080	1,200	1,4	9 817 477	107,0
Průřez 2	0,017	1,083	1,6	19 085 175	75,5
Průřez 3	0,019	1,856	2,3	26 767 351	83,8
Průřez 4	0,008	1,417	2,8	243 723 776	20,8

Ve všech případech byla splněna podmínka, že smykové napětí od krutu je menší než dovolené smykové napětí v krutu. Poslední průřez není namáhán pouze krutem, ale i ohybem od přitlačné síly, proto je nutné brát v úvahu tento výsledek s rezervou.

Pro řešení s využitím metody konečných prvků byl vytvořen model (obr. 6.7), u kterého je přitlačná síla přenášena do hřídelového kroužku axiálního ložiska. U axiálního ložiska je v místě upínacího pouzdra pod unašečem povolen posun a odebrána možnost rotace. Model je zatížen maximální axiální silou a maximálním točivým momentem v místě upínacího pouzdra ve výstupní části hřídele. Působení upínacích pouzder na hřídel bylo do výpočtu zahrnuto zavedením tlakového zatížení v místech dotyku.



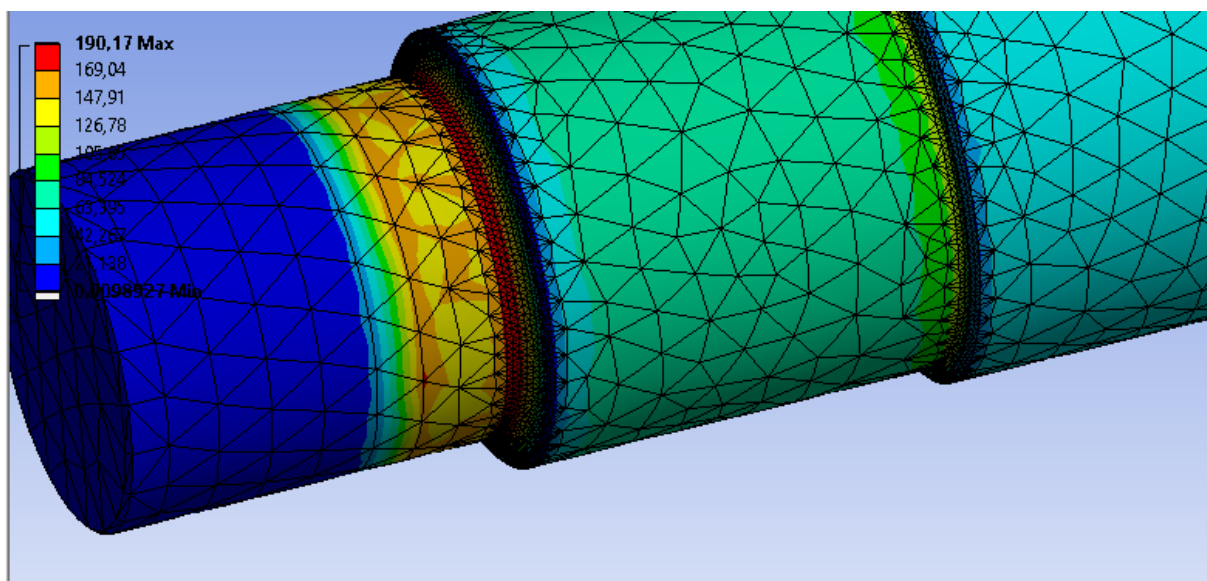
Obr. 6.7 Okrajové podmínky hřídele



Obr. 6.8 Napjatost hřídele

Na obr. 6.8 je patrné, že největšího napětí je dosaženo v místě výstupního upínacího pouzdra. Příčinou toho je velký kontaktní tlak, který je přímo specifikován výrobcem pro danou velikost pouzdra. Druhé kritické místo se nachází v místě přechodu nejmenšího průměru, kde je dosaženo napětí okolo 190 MPa (obr. 6.9). Vzhledem k tomu, že navrhovaným materiálem byla

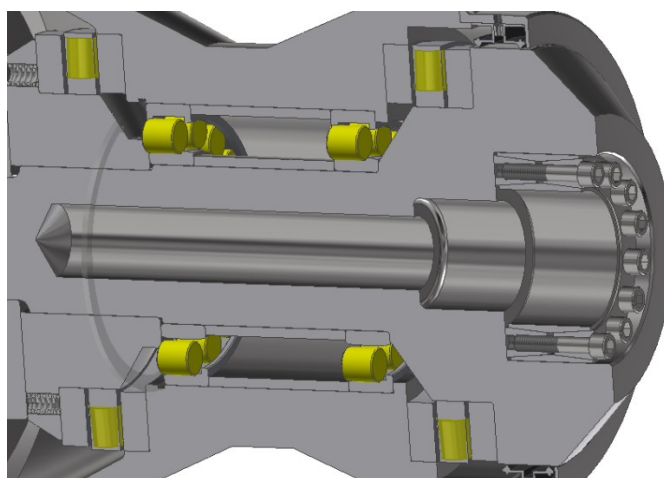
zvolena ocel 14 220.4 s mezí kluzu $R_e = 590$ MPa [14], hřídel při zatížení maximálním točivým momentem pevnostní kontrole vyhověla.



Obr. 6.9 Kritický průřez výstupní hřídele

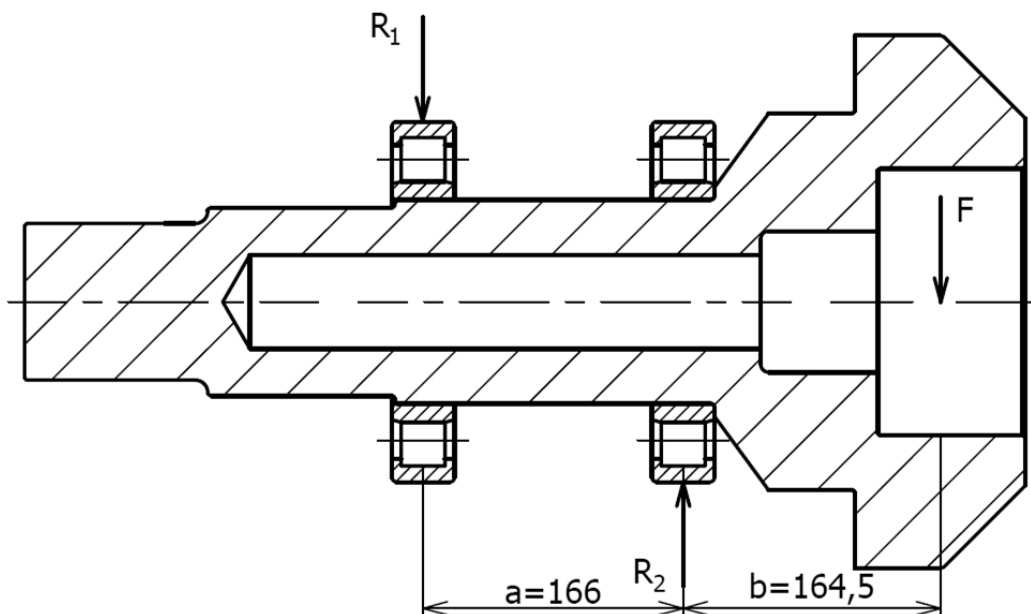
6.3 Axiální řešení přenosu přítláčné síly a uspořádání ložisek

Výstupní část převodovky je zatížena značnou přítláčnou silou. Standardní planetové převodovky s klasickými radiálními ložisky by tuto sílu stěží přenesly. Bylo proto nutné navrhnout vhodný způsob uspořádání převodovky a vhodný typ ložisek pro přenos tak velké axiální síly. Byl zvolen způsob, u kterého je axiální síla přenášena do skříně hned na výstupní části převodovky, aby byla hřídel dále zatížena pouze krutem (obr. 6.10). Pro přenos axiální síly bylo navrženo ložisko SKF 81248 M.



Obr. 6.10 Konstrukční řešení přenosu axiální přítláčné síly

V planetové převodovce je hřídel souměrně zatížená, radiální síly působí souměrně proti sobě a jejich výslednice je nulová. Na druhou stranu může být hřídel zatížena radiálními silami od vrtné hlavy. Tyto vlivy však nelze snadno popsat. Výpočtem bylo určeno, že pokud by v místě upínacího pouzdra na výstupu z převodovky působila síla o velikosti 208,6 kN (vztah 6.19), druhé ložisko by bylo zatíženo na úrovni dynamické únosnosti – tedy 415 kN. V takovém případě by při spolehlivosti 90 % činila trvanlivost přibližně jeden milion otáček. Schéma pro výpočet radiální síly se nachází na obr. 6.11.



Obr. 6.11 Schéma pro výpočet maximální přípustné radiální síly

Rovnice rovnováhy:

$$R_2 \cdot a - F \cdot (a + b) = 0 \quad (6.19)$$

$$-R_1 + R_2 - F = 0$$

Z rovnic rovnováhy (vztah 6.19) bylo možné určit maximální radiální sílu F:

$$F = \frac{R_2 \cdot a}{a + b} = \frac{C \cdot a}{a + b} = \frac{415 \cdot 166}{166 + 164,5} = 208,4 \text{ kN} \quad (6.20)$$

Ani síla na prvním ložisku by neměla přesáhnout hodnotu základní dynamické únosnosti, což bylo v tomto případě splněno (6.21).

$$R_1 = R_2 - F = C - F = 415 - 208,4 = 206,6 \text{ kN} < 415 \text{ kN} \quad (6.21)$$

Pevnost skříně při tomto zatížení a maximální přitlačné síle byla ověřena v softwaru MKP. Řešení se nachází v příloze C. Bylo dosaženo maximálního napětí okolo 70 MPa. Napětí je dostatečně nízké. Spíše dojde při takovém zatížení radiální silou k poškození šroubů držících převodovku než k poškození skříně převodovky.

6.4 Návrh pružin pro dodržení minimálního zatížení axiálního ložiska

Každé ložisko musí být zatěžováno alespoň minimální silou, aby nedošlo k jeho předčasnému zničení. V tomto případě byla určena minimální přitlačná síla podle SKF [15].

$$F_{AM} = 0,0005 \cdot C_0 + A \cdot \left(\frac{n_j}{1000} \right)^2 = 0,0005 \cdot 4900 + 1,921 \cdot \left(\frac{61,2}{1000} \right)^2 = 2,46 \text{ kN} \quad (6.22)$$

$$F_{AM} = 0,0005 \cdot C_0 + A \cdot \left(\frac{n_m}{1000} \right)^2 = 0,0005 \cdot 4900 + 1,921 \cdot \left(\frac{30,6}{1000} \right)^2 = 2,45 \text{ kN} \quad (6.23)$$

Kde A je součinitel minimálního axiálního zatížení pro dané ložisko a C_0 je základní statická únosnost. [16]

Aby bylo zaručeno za každé situace minimální předpětí axiálního ložiska, byla určena přitlačující síla ložiska rovna 4 kN. Síla přitlačující ložisko je vyvozena deseti tlačnými šroubovými pružinami. Síla v jedné pružině je určena ve vztahu 6.24.

$$F_{p1} = \frac{F_p}{n_p} = \frac{4\,000}{10} = 400 \text{ N} \quad (6.24)$$

Na základě síly připadající na jednu pružinu byl vypočten průměr drátu pružiny. Střední průměr pružiny D byl volen s ohledem na nabídku výrobců.

Pro samotný návrh průměru bylo nutné vypočíst Wahlův korekční součinitel φ , který do výpočtu vnáší vliv nerovnoměrného rozložení napjatosti mezi vnější a vnitřní stranou drátu. [17]

$$\varphi = \frac{\frac{D}{d} + 0,25}{\frac{D}{d} - 1} + \frac{0,615}{\frac{D}{d}} = \frac{\frac{16,4}{3} + 0,25}{\frac{16,4}{3} - 1} + \frac{0,615}{\frac{16,4}{3}} = 1,39 \quad (6.25)$$

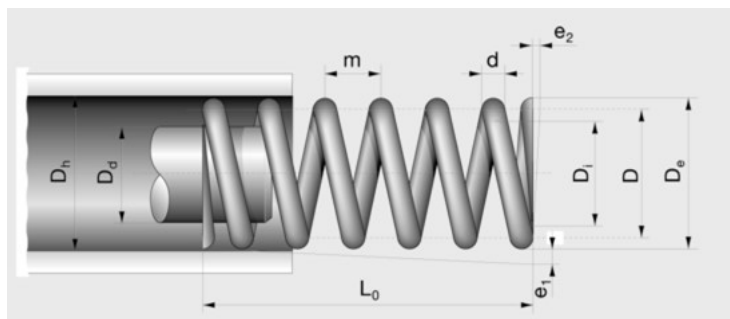
Průměr drátu pružiny [17]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D \cdot F_{p1} \cdot \varphi}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 16,4 \cdot 400 \cdot 1,39}{\pi \cdot 925}} = 2,92 \text{ mm} \quad (6.26)$$

Dovolené napětí v krutu [14]:

$$\tau_{DOV} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 1850 = 925 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

Materiálem pružiny byla zvolena dle výrobce Hennlich pružinová ocel 1.1200 (Ck65) s mezí pevnosti $R_m = 1850 \text{ MPa}$ a modulem pružnosti ve smyku $G_p = 81\,500 \text{ MPa}$. Parametry zvolené pružiny se nachází v tabulce 6.2 a schéma pružiny je zobrazeno na obr. 6.12. [18]



Obr. 6.12 Schéma pružiny [19]

Tab. 6.2 Parametry pružiny [19]

Průměr drátu	d	3 mm
Střední průměr pružiny	D	16,4 mm
Vnější průměr pružiny	De	19,4 mm
Volná délka pružiny	L ₀	42 mm
Délka plně stlačené pružiny	L _n	24,3
Maximální stlačení pružiny	s _n	17,7 mm
Počet činných závitů	n _z	5,5
Síla vyvinutá pružinou ve stavu plně zatíženém, při Ln	F _n	591 N
Díra otvoru pro pružinu	D _h	20 mm
Tuhost pružiny	k	33,39 N/mm

Zjištění délky stlačení pružiny připadající na jeden závit [17]:

$$y_1 = \frac{8 \cdot F}{G_p \cdot d} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^3 = \frac{8 \cdot 400}{81\,500 \cdot 3} \cdot \left(\frac{16,4}{3}\right)^3 = 2,14 \text{ mm} \quad (6.28)$$

Stlačení při plném počtu činných závitů:

$$y = n_z \cdot y_1 = 5,5 \cdot 2,14 = 11,77 \text{ mm} \quad (6.29)$$

Byla zvolena délka stlačení pružiny $y = 12 \text{ mm}$.

Pro výpočet rozměrů přítlačného kroužku axiálního ložiska byla potřeba znát délku stlačené pružiny.

$$l = L_0 - y = 42 - 12 = 30 \text{ mm} \quad (6.30)$$

Při stlačení pružiny o délku 12 mm byla určena vznikající přítlačná síla [14]:

$$F_{p1} = \frac{G \cdot y \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{81\,500 \cdot 12 \cdot 3^4}{8 \cdot 16,4^3 \cdot 5,5} = 408,2 \text{ N} \quad (6.31)$$

Celková přítlačná síla ložiska pro deset pružin činí:

$$F_p = n_p \cdot F_{p1} = 10 \cdot 408,2 = 4\,082 \text{ N} \quad (6.32)$$

6.5 Trvanlivost ložisek

Trvanlivost ložisek byla určena webovou aplikací SKF [20]. Byla vypočtena jak základní trvanlivost, tak trvanlivost podle SKF závisující na viskozitě, teplotě, znečištění a mezním únavovém zatížení ložiska.

Pro mazání nejen ložisek a celé převodovky jsem navrhnul mazivo Mobil Gear 600 XP 320. Výrobce uvádí vynikající odolnost vůči zátěži, vhodnost pro převodová soukolí pracující v podmínkách vysokých nebo rázových zátěží. Olej je viskózní třídy ISO VG 320 s kinematickou viskozitou o velikosti 320 mm²/s. [21]

Axiální ložisko SKF 81248 M

Nejprve byla provedena kontrola axiálního ložiska SKF 81248 M s parametry uvedenými v tab. 6.3.

Tab. 6.3 Parametry axiálního ložiska SKF 81248 M [16]

Základní dynamická únosnost C	Základní statická únosnost C_0	Mezní únavové zatížení P_u	Součinitel minimálního axiálního zatížení A
1 100 kN	4900 kN	390 kN	1,921

Základní trvanlivost axiálního ložiska 81248 M:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{1100}{400}\right)^{10/3} = 29,14 \text{ mil. ot.} \quad (6.33)$$

Kde p je exponent, který je pro válečková ložiska roven $10/3$ [14]. Snímek výpočtu trvanlivosti podle SKF se nachází v příloze D. V tabulce 6.4 se nachází pouze výsledky.

Tab. 6.4 Trvanlivost ložiska 81248 M

Základní trvanlivost	29,14 mil. ot.
Základní trvanlivost v hodinách při minimálních otáčkách ($30,6 \text{ min}^{-1}$)	15 900 hod.
Základní trvanlivost v hodinách při maximálních otáčkách ($61,2 \text{ min}^{-1}$)	7 930 hod.
Trvanlivost dle SKF při minimálních otáčkách ($30,6 \text{ min}^{-1}$)	2 870 hod.
Trvanlivost dle SKF při maximálních otáčkách ($61,2 \text{ min}^{-1}$)	3 190 hod.

Výpočet trvanlivosti počítal s maximálním axiálním zatížením. Vzhledem k tomu, že ložisko v provozu nebude po celou dobu zatíženo na maximální zatížení, je tato trvanlivost pohybující se okolo tří tisíc hodin dostatečná.

Radiální ložisko SKF NJ 2009 ECP

Tab. 6.5 Parametry ložiska SKF NJ 2009 ECP [22]

Základní dynamická únosnost C	Základní statická únosnost C_0	Mezní únavové zatížení P_u
52,8 kN	64 kN	7,8 kN

V tabulce 6.5 se nachází parametry ložiska SKF NJ 2009 ECP. V tab. 6.6 je na prvním řádku uvedena vypočtená hodnota základní trvanlivosti. Na dalších řádcích se nachází výsledky z přílohy D.

Tab. 6.6 Trvanlivost ložiska NJ 2009 ECP

Základní trvanlivost	75,14 mil. ot.
Základní trvanlivost v hodinách při minimálních otáčkách (114 min^{-1})	11 100 hod.
Základní trvanlivost v hodinách při maximálních otáčkách (228 min^{-1})	5 560 hod.
Trvanlivost dle SKF při minimálních otáčkách (114 min^{-1})	2 250 hod.
Trvanlivost dle SKF při maximálních otáčkách (228 min^{-1})	2 210 hod.

Podobně jako v předchozím v případě, i zde bylo do výpočtu zahrnuto krajní špičkové zatížení. Je vhodné připomenout, že jmenovité zatížení je poloviční a z důvodu bezpečnosti výpočet počítá s tím, že se zatížení přenáší pouze třemi satelity namísto čtyř. V tomto případě je trvanlivost vyhovující. Bylo ověřeno, že při jmenovité zátěži se trvanlivost (s využitím součinitele a_{SKF}) blíží 30 000 hodinám.

6.6 Šroubový spoj planetové převodovky

Ke spojení vstupní části skříně, korunového kola a výstupní části skříně převodovky jsem zvolil šroubový spoj, který obsahuje 16 šroubů M24. Spoj je zatížen točivým momentem, který se přenáší na pevně uchycenou výstupní část skříně prostřednictvím tření. Proti únikům maziva slouží těsnění v podobě O-kroužků. Pro správné složení byly jednotlivé části skříně vybaveny kolíky, aby se zajistila přesná montáž.

Aby spoj přenesl maximální zátěž, musí platit, že třecí moment T_t je větší než výpočtový T_v .

$$T_t \geq T_v \Rightarrow F_0 \cdot i \cdot R_s \cdot f = k \cdot T_v \quad (6.34)$$

Kde F_0 je montážní předpětí šroubů, i počet šroubů, R_s třecí poloměr spoje, f součinitel tření pro ocel ($f = 0,15$ [13]) a k bezpečnost proti prokluzu.

$$F_0 = \frac{k \cdot T_v}{i \cdot R_s \cdot f} = \frac{1,5 \cdot 15\,000}{16 \cdot 0,3 \cdot 0,15} = 31\,250 \text{ N} \quad (6.35)$$

Dále byl vypočten minimální utahovací moment (vztah 6.36). Parametry pro výpočet se nachází v tab. 6.7.

$$\begin{aligned}
 T_{U\ MIN} &= F_0 \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_0 \cdot f_M \cdot \frac{d_0 + s}{4} = \\
 &= 31\ 250 \cdot tg(2,480 + 20,279) \cdot \frac{0,022051}{2} + 31\ 250 \cdot 0,15 \cdot \frac{0,026 + 0,036}{4} = \quad (6.36) \\
 &= 217,2\ \text{Nm}
 \end{aligned}$$

Tab. 6.7 Parametry šroubu M24 x 240 ISO 4014 – 8.8 A3L [14]

Veličina	Značka	Hodnota
Malý průměr závitu M24	d_3	20,319 mm
Střední průměr závitu M24	d_2	22,051 mm
Rozteč	P	3 mm
Průměr díry	d_0	26 mm
Rozměr pro klíč	s	36 mm
Součinitel tření pod maticí [23]	f_M	0,15
Součinitel tření na závitu pro nemazaný zinkovaný závit [23]	f_z	0,32
Redukovaný třecí úhel	φ'	20,279°
Úhel stoupání	ψ	2,480°

Pro šroub pevnostní třídy 8.8 je maximální utahovací moment 652 Nm [24]. Skutečný utahovací moment by se měl nacházet v tomto rozmezí. Zvolený utahovací moment šroubu činí 350 Nm.

6.7 Uchycení planetové převodovky

K ukotvení jsem navrhnul přírubu, kterou je vybavena výstupní část skříně, aby se přitlačná síla přenesla ihned do rámu. Přitlačná síla se přenáší opřením příruby o rám a točivý moment třením mezi přírubou a rámem. Normálová síla pro vytvoření třecí vazby se vyvine prostřednictvím šroubů. Příruba byla vybavena šestnácti otvory o průměru 26 mm, které jsou určeny pro šrouby M24. Uťahovací moment těchto šroubů byl určen obdobně jako u šroubů spojujících skříní. Minimální utahovací moment činí 183,5 Nm (závit M24, zinkovaný). Maximální utahovací moment pro šroub pevnostní třídy 8.8 činí 652 Nm [24]. Výsledný utahovací moment pro šrouby byl v rozmezí mezi minimálním a maximálním momentem zvolen 300 Nm.

6.8 Kontrola evolventního drážkování

Výstupní hřídel z hydromotoru Poclain MS11 je již z výroby vybavena drážkováním 80x3x7H DIN 5480 o délce 57 mm [10]. Drážkování je vystředěno na boky zubů. Předpokládá se, že výrobce drážkování zkontroloval. Bylo však nutné provést kontrolu drážkování v náboji podle literatury [13]. Jednotlivé parametry drážkování jsou vysvětleny na obr. 6.13.

Patní průměr drážkování hřídele:

$$d_{f1} = D - 2,2 \cdot m = 80 - 2,2 \cdot 3 = 73,4 \text{ mm} \quad (6.37)$$

Hlavový průměr drážkování náboje:

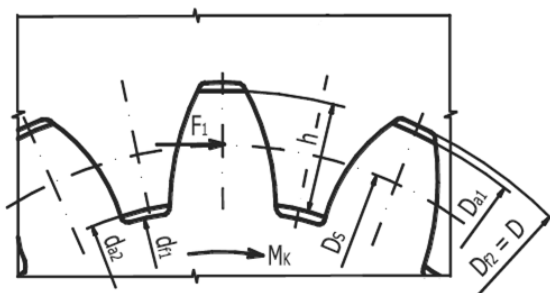
$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m = 80 - 0,2 \cdot 3 = 79,4 \text{ mm} \quad (6.38)$$

Hlavový průměr drážkování hřídele:

$$d_{a2} = d_{f1} + 0,2 \cdot m = 73,4 + 0,2 \cdot 3 = 74 \text{ mm} \quad (6.39)$$

Střední průměr drážkování byl určen podle vztahu:

$$D_S = \frac{D_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{79,4 + 74}{2} = 76,7 \text{ mm} \quad (6.40)$$



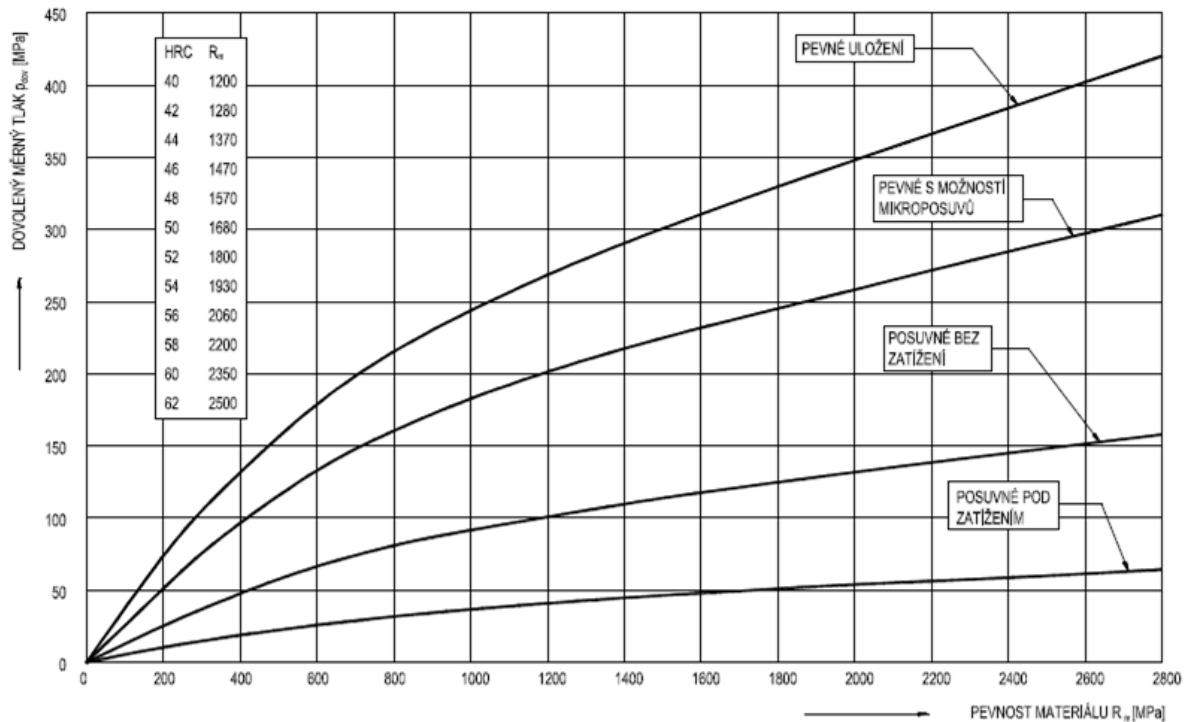
Obr. 6.13 Schéma evolventního drážkování [13]

Zatěžující obvodová síla připadající na jeden zub byla vypočtena podle vztahu 6.41. K výpočtu byl použit maximální (špičkový) točivý moment hydromotoru.

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_{mvst}}{0,5 \cdot z \cdot D_S} = \frac{2 \cdot 4947,8 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 25 \cdot 76,7} = 10\,321,4 \text{ N} \quad (6.41)$$

$$p = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - d_{a2}) \cdot l_s} = \frac{2 \cdot 10\,321,4}{(79,4 - 74) \cdot 57} = 67,1 \text{ MPa} \quad (6.42)$$

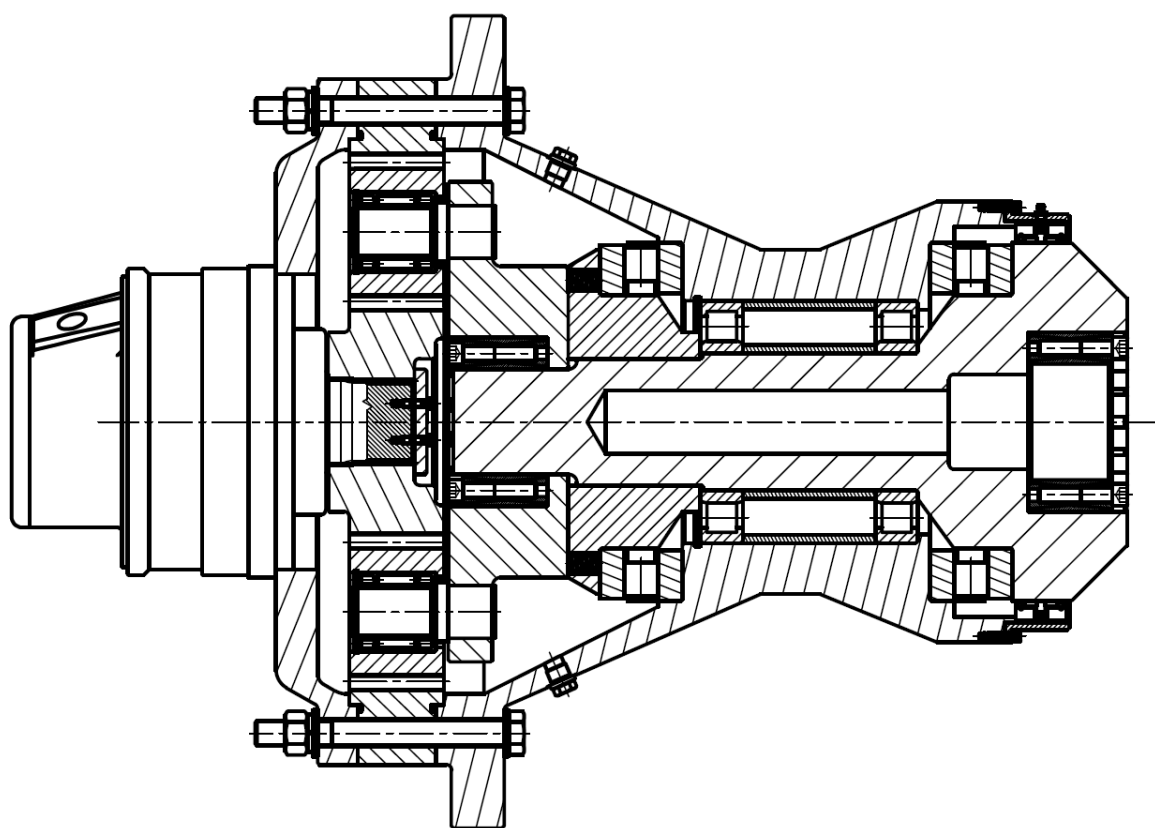
Pro ocel 14 220.4 s mezí pevnosti $R_m = 785 \text{ MPa}$ [14] činí dovolený tlak $p_{DOV} = 150 \text{ MPa}$ (obr. 6.14, pevné uložení s možností mikroposuvů). Tlak v drážkování (vztah 6.42) je nižší než dovolená hodnota, drážkovaný spoj této kontrole vyhověl.



Obr. 6.14 Dovolенý tlak evolventního drážkování [6]

7 Montážní postup

Aby byla planetová převodovka funkční, je doporučováno při montáži dodržet následující postup. Začíná se částí, na kterou se po montáži nasazuje vrtná hlava (na obr. 7.1 se jedná o pravou část). Nejprve se na hřídel nasadí vnitřní kroužky radiálních válečkových ložisek a distanční kroužek nacházející se mezi nimi. Na hřídel se také nasune hřídelový kroužek a klec s válečky pravého axiálního ložiska. Dále se vloží do skříně vnější kroužky radiálních válečkových ložisek (včetně distančního kroužku mezi nimi) a zajistí se pojistným kroužkem pro díry. Tělesový kroužek pravého axiálního válečkového ložiska se umístí do patřičného otvoru ve skříní. V tomto okamžiku je možné nasunout hřídel do skříně.



Obr. 7.1 Řez planetovou převodovkou

Zleva se nasadí tělesový kroužek levého axiálního ložiska do skříně. Na přítlačný kroužek se namontuje hřídelový kroužek ložiska včetně klece s valivými elementy a celý přítlačný kroužek se nasune na hřídel. Do otvorů přítlačného kroužku se umístí pružiny. Na hřídel se následně nasune unašeč s již namontovanými satelity. Ten se nasadí nejprve volně, mezi něj a hřídel se vloží svěrné upínací pouzdro Ringfeder RfN 7014 100x160. Hřídel s unašečem je nutné stlačit, překonat sílu pružin, která činí přibližně 4 kN. Ve stlačeném stavu se šrouby upínacího kroužku dotáhnou na předepsaný utahovací moment, který činí 230 Nm [25].

Dále se z obou stran korunového kola nasadí O-kroužky do drážek. Do malých otvorů v pravé části skříně se vloží 2 kolíky. Korunové kolo se poté umístí na pravou část skříně. Do korunového kola se zasunou 2 kolíky a v této chvíli je možné nasadit levou část skříně na korunové kolo. Do otvorů se vloží šrouby s podložkami tak, aby hlava šroubu byla orientována vpravo. Na druhé straně se umístí ploché podložky, pružné podložky a matice na šrouby. Všechny šrouby se dotáhnou na navržený utahovací moment (350 Nm).

Na hřídel hydromotoru se umístí centrální kolo. To je zajištěno příložnou deskou a dvěma šrouby M10 s pružnými podložkami. Celé uskupení se následně vsune do otvoru v převodovce a vloží se tak, aby se zuby nacházely ve správné poloze záběru. Hydromotor se připevní k levé části skříně osmi šrouby M20 s plochými a pružnými podložkami. Výrobce předepisuje minimální utahovací moment o velikosti 410 Nm [25].

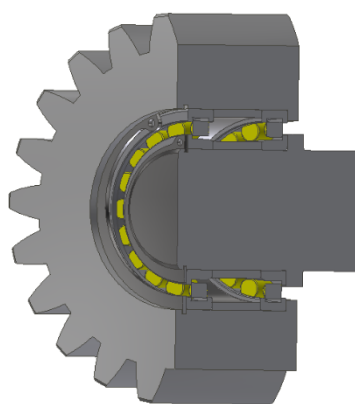
V dalším kroku se do víka vloží hřídelový těsnicí kroužek (gufero) takovým způsobem, aby byl prostor převodovky chráněn před znečištěním zvnějšku. Za něj se nasune kroužek mazání. Druhý hřídelový těsnicí kroužek je orientován tak, aby se zamezilo úniku oleje z převodovky. Následuje montáž víka, které se zajistí dvanácti šrouby M6 s příslušnými podložkami. Do otvoru se závitem na vnější straně víka se zašroubuje mazací hlavice a pomocí ní se do prostoru mezi těsněními vtlačí plastické mazivo. Volba plastického maziva se zkontroluje s výrobcem.

K uzavření prostoru převodovky poslouží dvě zátky. Jedna ze zátek, šroub M20, se našroubuje do spodního otvoru a dotáhne. Horním otvorem se nalije olej do převodovky. Pro správnou funkci má být převodovka zaplněna olejem přibližně do osy převodovky. Poté se horní otvor uzavře druhou zátkou.

Na závěr se vloží svěrné upínací pouzdro Ringfeder RfN 7014 110x170 do připraveného otvoru na výstupní části, šrouby stačí dotáhnout jen tak, aby pouzdro nevypadlo. Šrouby pouzdra se dotáhnou později po nasazení vrtné hlavy. Řez složenou převodovkou se nachází na obr. 7.1.

7.1 Montáž satelitů

Satelity se montují na čepy zalisované do tělesa unašeče. Začíná se nasunutím vnitřního kroužku radiálního válečkového ložiska na čep, na kterém se kroužek opře o osazení. Po něm se nasadí distanční kroužek vyplňující mezeru mezi ložisky. Podobně se postupuje i v případě satelitu. Nejprve se nasadí vnější kroužek s klecí a valivými elementy. Dále se do otvoru vloží distanční kroužek a vnější kroužek druhého ložiska. Satelit se umístí na čep a nasadí se vnitřní kroužek ložiska. I když na ozubeném kole v důsledku přímých zubů nevznikají přídavné axiální síly, je nutné použít axiální pojištění, aby se satelit z čepu nevysunul. Jsou k tomu použity pojistné kroužky pro hřídel a pro díru. Podsestava je znázorněna na obr. 7.2.



Obr. 7.2 Sestava satelitu

8 Závěr

Byla navržena planetová převodovka mikrotunelovacího zařízení. Ozubení této převodovky přeneslo jmenovité i maximální zatížení dle zadaných požadavků. Pevnostní kontrola byla provedena pro soukolí centrální kolo – satelit a také pro soukolí satelit – korunové kolo. Jednotlivá soukolí byla zkontrolována také z hlediska geometrie.

Přítlačná síla působící na převodovku nabývá vysokých hodnot. Proto jsem se rozhodl zde využít řešení se dvěma axiálními ložisky. Jedná se o axiální válečková ložiska, která přenášejí zatížení pouze ve směru osy ložiska. Radiální síly jsou zachyceny dvojicí radiálních válečkových ložisek.

Výstupní hřídel z převodovky byla zkontrolována nejprve analyticky a poté také pomocí metody konečných prvků v softwaru Ansys Workbench. Podobně také čep satelitu byl zkontrolován jak analyticky, tak i metodou konečných prvků. Dále byla zkoumána celková deformace tohoto čepu a naklopení kroužků ložisek nacházejících se na čepu. Pro spojení částí skříně byl zvolen šroubový spoj. Utahovací moment šroubů byl volen tak, aby spoj neproklouznul i při největším zatížení, a aby šrouby vydržely z hlediska pevnosti. Stejným postupem byly navrženy šrouby pro uchycení převodovky v mikrotunelovacím zařízení. Pevnostně bylo zkontrolováno drážkování pro přenos točivého momentu mezi hydromotorem a centrálním kolem.

V závěru práce se nachází montážní postup pro sestavení jednotlivých celků převodovky a zkompletování celé převodovky. Součástí je také informace o použitém oleji potřebném k provozu převodovky.

Výrobní dokumentace se skládá z výkresu sestavy planetové převodovky mikrotunelovacího zařízení a výkresu výstupní hřídele převodovky. Veškeré stanovené cíle práce byly splněny.

9 Použitá literatura

1. Microtunnelling - A step by step approach from Rob Carr Pty Ltd and Iseki. *YouTube* [online]. 2012 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=Rnq0Cx8ZqTA&t=238s>
2. Auger Boring (Unguided) How it works. *Youtube* [online]. 3.10.2011 [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=lbIU6CTVgvs>
3. BRABEC, Pavel. Využití mikrotunelování pro bezvýkopové ukládání podzemních vedení. *Stavební investorské noviny* [online]. 2012, 23.10.2012 [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: <http://tvstav.cz/clanek/2321-vyuziti-mikrotunelovani-pro-bezvykopove-ukladani-podzemnich-vedeni>
4. BM 400 / BM 400 S. *Bohrtec* [online]. [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.bohrtec.com/en/products/compact-machines/bm400.html>
5. Guided Auger Boring. *Allenwatson* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://allenwatson.com/guided-auger-boring>
6. HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů* [online]. Ostrava, 2017 [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Prednasky_VaKSD_od_2017.pdf
7. Planetová převodovka PHQ. *REM-Technik: Industrial and Building Automation* [online]. Brno [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <https://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/prevodovky-s-integrovanym-motorem/prevodovky-se-servomotorem/planetova-prevodovka-phq-206.html>
8. BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 2. svazek. 5. přeprac. vyd.* Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Česká matice technická, č. spisu 432, roč. 95 (1990). ISBN 80-03-00426-8.
9. Application examples planetary gears. *Framo Morat: Franz Morat Group* [online]. Kennesaw, Georgia, 2016 [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <http://us.framo-morat.com/products/planetary-gears/application-examples-planetary-gears/>
10. MS/MSE 11. *Poclain Hydraulics* [online]. 2012 [cit. 2019-03-19]. Dostupné z: <https://www.poclain-hydraulics.com/en/products/motors/ms/ms-mse11>

11. Katalog AC Steel. *AC-Steel* [online]. 2008 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z:
<https://www.acsteel.cz/resources/download/katalog-ac-steel.pdf>
12. Údaje o ložisku. *SKF* [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z:
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/bearing-data/index.html>
13. KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro 2. a 3. ročník bakalářského studia*. Ostrava: VŠB, 2015, 411 s. [cit. 2019-03-19].
14. LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
15. Zatížení. *SKF* [online]. [cit. 2019-03-19]. Dostupné z:
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-thrust-bearings/loads/index.html>
16. Axiální válečková ložiska: 81248 M. *SKF* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z:
<https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-thrust-bearings/complete-bearings-roller-and-cage-thrust-assemblies/index.html?designation=81248%20M&unit=metricUnit>
17. FOLTA, Zdeňek. *Pružiny*. In: <http://homel.vsb.cz/~fol20/>: Části a mechanismy strojů III [2018/2019]: [online]. 21.9.2010 [cit. 2019-03-23]. Dostupné z:
http://homel.vsb.cz/~fol20/CaMS_III/Prednasky/P%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ky.rar
18. Tlačné pružiny: Technické parametry. *Hennlich* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z:
https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tla%C4%8Dn%C3%A9_pru%C5%BEiny_-_technick%C3%A9_parametry_01.pdf
19. Tlačné pružiny z pružinové oceli. *Hennlich* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z:
<https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162/tlacne-pruziny-z-pruzinove-oceli.html>
20. SKF Bearing Calculator. *SKF* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z:
<http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>
21. Mobil Gear 600 XP 320 (20 l). *Ekolube* [online]. [cit. 2019-03-23]. Dostupné z:
<http://www.ekolube.cz/p/mobil-gear-600-xp-320-20-l--21584>

22. Válečková ložiska, jednořadá: NJ 2009 ECP. *SKF* [online]. [cit. 2019-03-23].
Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NJ%202009%20ECP&unit=metricUnit>
23. KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje: Vysokoškolská příručka* [online]. Ostrava, 2013 [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>
24. HAVLÍK, Jiří. *Všeobecné zásady při tvorbě technické dokumentace* [online]. 2009 [cit. 2019-03-23]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Vseobecne_zasady_cleneni_technicke_dokumentace.pdf
25. Locking Assembly RfN 7014. *Ringfeder* [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <http://www.ringfeder.com/en/international/products/ringfeder/Product/?p=10065>

Poděkování

Rád bych zde poděkoval svému vedoucímu práce panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za ochotu, odborné připomínky a pomoc při vypracovávání této práce.

10 Seznam příloh

Příloha A	Geometrie ozubených kol planetové převodovky
Příloha B	Pevnostní kontrola ozubených kol planetové převodovky
Příloha C	Pevnostní analýza skříně
Příloha D	Trvanlivost ložisek
Příloha E	Výsledný návrh planetové převodovky mikrotunelovacího zařízení
ZAJ0076_DP_1	Výkres sestavy
ZAJ0076_DP_1_03	Výrobní výkres výstupní hřídele
	Datový nosič (CD) s diplomovou prací v elektronické podobě